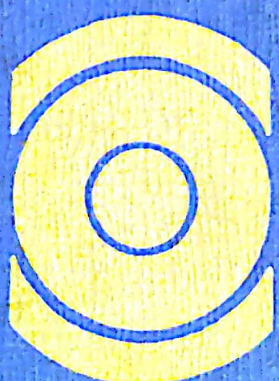
GH. BOANGIU
E. DODON
A. ALBU
GH. BONCOI
M. CREȚU

MAȘINI-UNELTE ȘI AGREGATE



MINISTERUL EDUCAȚIEI ȘI ÎNVĂȚĂMÎNTULUI

Conf. dr. ing. **GH. BOANGIU** Prof. dr. ing. **E. DODON**
Prof. dr. ing. **A. ALBU** Conf. dr. ing. **GH. BONCOI** Șef lucr. ing **M. CREȚU**

MAȘINI-UNELTE ȘI AGREGATE

EDITURA DIDACTICĂ ȘI PEDAGOGICĂ
BUCUREȘTI

Scanned with OKEN Scanner

Lucrarea a fost elaborată după cum urmează:
Conf. dr. ing. Gheorghe Boangiu: cap. 3.3, 9, 10, 11, 14, 15 şi coordonarea lucrării.
Prof. dr. ing. Eugen Dodon: cap. 1, 2.1, 2.2, 2.4, 3.1, 3.2, 3.3.3.2, 3.4, 4, 5.4, 5.5, 5.6, 6, 12.
Prof. dr. ing. Andrei Albu: cap. 2.3, 3.3.3.3, 5.1, 5.2, 5.7.
Conf. dr. ing. Gheorghe Boncoi: cap. 5.3, 17, 18.5.
Şef lucrări ing. Mircea Creţu: cap. 7, 8, 13, 16, 18.

MAŞINI-UNELTE
ŞI AGREGATE

Referent ştiinţific: prof. dr. ing. Valda Alexandru

Redactor: ing. *Irina Trif*
Tehnoredactor: *Vergilia Rusu*
Grafician: *Nicolae Stirbu*

Scanned with OKEN Scanner

PREFAȚĂ

Lucrarea tratează construcția, funcționarea, reglarea și exploatarea mașinilor-unelte universale, specializate și speciale, precum și calcule de proiectare a principalelor subansambluri și organe ale acestora. Capitolele din prima parte cuprind noțiuni de cinematica mașinilor-unelte, componentele de bază, acționarea mecanică, hidraulică și electrică a acestora, sistemele mecanice, hidraulice, electrice și electronice de comandă, inclusiv comanda după program, cu referire în special la tipurile de mașini aflate în dotarea întreprinderilor constructoare de mașini din țara noastră.

În partea a doua se tratează tipurile de bază de mașini-unelte și anume: mașinile de broșat, de rabotat, de mortezat, de găurit, strungurile, mașinile de frezat, de rectificat, de danturat, mașini-unelte agregate și centre de prelucrare. Fiecare capitol cuprinde bazele teoretice care fundamentează construcția, funcționarea și reglarea acestor tipuri de mașini, inclusiv descrierea celor mai caracteristice variante constructive, cu exemple de reglare.

În încheiere se tratează principalele probleme ale încercării, întreținerii și exploatării raționale a mașinilor-unelte.

Conținutul lucrării reflectă cele mai noi realizări pe plan mondial în domeniul mașinilor-unelte și agregatelor, nivelul tehnic dobîndit de industria noastră în acest domeniu, cît și rezultatele cercetării teoretice și experimentale obținute de autori pînă în prezent.

Manualul răspunde necesităților de pregătire, actuală și de perspectivă, a studenților de la specialitatea T.C.M. și în același timp oferă specialiștilor din institutele de cercetări și proiectări de profil date și exemple cu privire la componența, acționarea, descrierea, reglarea și exploatarea mașinilor-unelte și agregatelor.

Scanned with OKEN Scanner

CUPRINS

Prefață 9

Cap. 1. INTRODUCERE 11

1.1. Despre industria de mașini-unelte 11
1.2 Definiții de bază și domenii 12
1.3. Mișcările mașinilor-unelte 14
1.4. Clasificările mașinilor-unelte 15
1.5. Indici tehnico-economici 18
1.5.1. Indici tehnico-economici generali 18
1.5.2. Indici tehnico-economici speciali 19
1.6. Părțile de construcție ale mașinilor-unelte 22

Cap. 2 COMPONENTELE MAȘINILOR-UNELTE 23

2.1. Componente optice 23
2.2. Componente electrice 26
2.2.1. Mașini electrice specifice 26
2.2.2. Aparate electrice utilizate în mașinile-unelte 33
2.2.3. Componente electronice 45
2.3 Componente hidrostatice 46
2.3.1. Pompe și motoare hidrostatice 46
2.3.2. Aparataje pentru reglarea și comanda circuitelor hidraulice 60
2.3.3. Aparataje hidraulice auxiliare 72
2.4. Componente pentru tranformarea mișcărilor 77
2.4.1. Mecanisme pentru transformarea R-L 77
2.4.2. Mecanisme de însumare 84
2.4.3. Verigi pentru mișcarea periodică 86

3 LANȚURI CINEMATICE PENTRU MIȘCĂRI LIBERE ȘI COMPONENTE 91

3.1 Definiții și compunere 91
3.1.1. Lanțuri pentru formarea suprafeței și pătrundere 91
3.1.2. Lanțuri cinematice pentru mișcări ajutătoare sau rapide 94
3.1.3. Lanțuri pentru mișcări periodice sau de divizare (L_{pd}) 95
3.2. Lanțuri pentru microavansuri 99
3.3. Construcția verigilor reglabile 102
3.3.1. Verigi reglabile în trepte 102
3.3.2. Cutii de viteze și avansuri 112
3.3.3. Acționări continue 138

Scanned with OKEN Scanner

3.4. Determinarea parametrilor *EMT* de acționare 165
3.4.1. Alegerea turațiilor 165
3.4.2. Stabilirea puterilor 165
3.4.3. Determinarea puterii nominale și a cuplului nominal 167

Cap. 4. ORGANE ȘI SUBANSAMBLE SPECIFICE 170

4.1. Piese corpolente 170
4.1.1. Piese corpolente fixe 170
4.1.2. Piese corpolente mobile 171
4.1.3. Solicitările și deformațiile pieselor corpolente 171
4.2. Sisteme de ghidare 175
4.2.1. Ghidaje cu alunecare 176
4.2.2. Ghidaje cu rostogolire 192
4.2.3. Ghidaje combinate 198
4.2.4. Calculul sistemelor de ghidare 198
4.2.5. Protecția sistemelor de ghidare 205
4.3. Arbori principali și completul lor *(APC)* 207
4.3.1. Lagărele *APC* 208
4.3.2. Construcția arborilor principali 209
4.4. Elemente de blocare *(ED)* 211
4.5. Elemente de echilibrare *(ECH)* 214
4.6. Sisteme auxiliare 216
4.6.1. Sistemul de ungere 216
4.6.2. Instalații de ungere-răcire a sculei 218

Cap. 5. SISTEMELE DE COMANDĂ ALE MAȘINILOR-UNELTE 219

5.1. Sisteme cu elemente de comandă manuală 220
5.1.1. Sisteme mecanice cu elemente de comandă manuală 220
5.1.2. Sisteme de comandă cu selectare 220
5.1.3. Sisteme de comandă cu preselectare 221
5.2. Sisteme de copiere 223
5.2.1. Sisteme de copiere hidrostatice 225
5.2.2. Sisteme de copiere electrice 231
5.2.3. Sisteme de copiere electrohidraulice 232
5.3. Comanda după program a mașinilor-unelte 235
5.3.1. Definire și utilizare 235
5.3.2. Clasificarea sistemelor de comandă după program 236
5.3.3. Datele inițiale necesare programării 239
5.3.4. Clasificarea și definirea informațiilor și comenzilor 239
5.3.5. Sistemul de coordonate 243
5.3.6. Fluxul informațional și structura *SCP* 247
5.3.7. Codificarea informațiilor 252
5.3.8. Componentele de introducere a datelor 256
5.3.9. Decodificatori și convertori 258
5.3.10. Traductoare de reacție 259
5.3.11 Comparatoare 268
5.3.12 Elemente de comandă, de execuție și de acționare 274

Scanned with OKEN Scanner

5.4. Sisteme pentru comanda regimului de lucru 275
5.4.1. Comanda după program a regimului de aşchiere 276
5.4.2. Sisteme de comandă adaptivă 278
5.5. Specificul construcţiei maşinilor-unelte cu comandă mecanică şi a maşinilor-unelte cu comandă adaptivă 284
5.6. Sisteme de reinstalare automată la cotă 285
5.7. Sisteme de comandă prin controlul dimensiunii piesei 286
5.7.1. Sisteme de comandă prin controlul activ al dimensiunii piesei. 286

Cap 6. COMPUNEREA CINEMATICĂ 289

6.1. Realizarea unei mişcări executante compuse 289
6.1.1. Compunerea cu lanţuri cinematice deschise 289
6.1.2. Compunerea cu lanţuri cinematice închise 290
6.2. Formarea grupelor cinematice (*CG*) 295
6.2.1. Lanţurile cinematice componente a unui număr egal de mişcări executante şi verigi executante 295
6.2.2. Lanţurile cinematice componente care au o verigă executantă mai puţin 296
6.3. Compunerea structurilor cinematice (*SC*) 301
6.3.1. Compunerea structurilor cinematice cînd *VE* nu ia parte la *ME* 301
6.3.2. Compunerea structurilor cinematice cînd *VE* ia parte la *ME* 302

Cap. 7. MAŞINI DE BROŞAT 305

Cap. 8. MAŞINI DE RABOTAT ŞI MORTEZAT 309

8.1. Maşini de rabotat longitudinal 310
8.2. Maşini de rabotat transversal 313
8.3. Maşini de mortezat 318

Cap 9. MAŞINI DE GĂURIT 322

9.1. Generalităţi. Clasificare 322
9.2. Maşini de găurit cu coloană 323
9.3. Maşini de găurit cu montant 325
9.4. Maşini de găurit radiale 327
9.5. Maşini de găurit cu cap revolver 330
9.6. Maşini de găurit şi alezat orizontale (Bohrwerk) 332
9.7. Maşini de găurit în coordonate 335

Cap. 10. STRUNGURI 343

10.1. Generalităţi. Clasificarea strungurilor 343
10.2. Strunguri longitudinale 343
10.3. Strunguri plane 358
10.3.1. Strunguri frontale 358
10.3.2. Strunguri verticale (Carusel) 360
10.4. Strunguri revolver 365
10.5. Strunguri automate şi semiautomate 374
10.5.1. Clasificarea strungurilor automate şi semiautomate 374
10.5.2. Cinematica strungurilor semiautomate monoax 380

Scanned with OKEN Scanner

10.5.3. Cinematica strungurilor semiautomate multiax 382
10.5.4. Cinematica strungurilor automate monoax 385
10.5.5. Cinematica strungurilor automate multiax 390
10.5.6. Sănile și suporturile portscule ale strungurilor automate și semiautomate 393
10.6. Strunguri specializate 395
10.6.1. Strunguri de detalonat 396
10.6.2. Strunguri pentru prelucrarea arborilor cotiți 399
10.6.3. Strunguri pentru prelucrarea arborilor cu came 402
10.6.4. Strunguri de copiat 403

Cap. 11. MAȘINI DE FREZAT 407
11.1. Generalități. Clasificare 407
11.2. Mașini de frezat cu consolă 408
11.3. Mașini de frezat fără consolă 415
11.4. Mașini de frezat speciale 420

Cap. 12. CENTRE DE PRELUCRARE 425
12.1. Schimbarea automată a sculei 428
12.1.1. Construcția magaziilor de scule 428
12.1.2. Manipulatoarele și încărcătoarele 430
12.1.3. Construcția sistemelor automate de schimbare a sculei. 430
12.2. Schimbarea automată a piesei (*SAP*) 435
12.3. Acționările și comenzile centrelor de prelucrare 436

Cap. 13. MAȘINI DE RECTIFICAT. MAȘINI DE HONUIT. MAȘINI DE SUPERFINISAT 438
13.1. Mașini de rectificat 438
13.1.1. Mașini de rectificat exterior între vîrfuri 439
13.1.2. Mașini de rectificat rotund fără vîrfuri 441
13.1.3. Mașini de rectificat interior 443
13.1.4. Mașini de rectificat plan 446
13.1.5. Caracteristicile sistemelor hidrostatice ale mașinilor de rectificat ... 451
13.2. Mașini de honuit 452
13.3. Mașini de superfinisat 453

Cap. 14. MAȘINI DE PRELUCRAT FILETE 456
14.1. Generalități 456
14.2 Mașini de filetat cu cap rotativ 457
14.3. Mașini de filetat cu tarozi 458
14.4. Mașini de frezat filete 460
14.5. Mașini de rectificat filete 463

Cap. 15. MAȘINI PENTRU PRELUCRAREA DANTURII ROȚILOR DINȚATE 467
15.1. Generalități 467

Scanned with OKEN Scanner

15.2. Prelucrarea roţilor dinţate cilindrice prin copiere 467
15.2.1. Prelucrarea roţilor dinţate cilindrice cu scule de formă 467
15.3. Maşini de danturat roţi dinţate cilindrice prin rulare 471
15.3.1. Maşini de danturat cu freză-melc 472
15.3.2. Maşini de danturat cu cuţit roată 481
15.3.3. Maşini de danturat prin rostogolire cu sculă-cremalieră 487
15.4. Maşini de danturat roţi dinţate conice 491
15.4.1. Maşini de danturat roţi dinţate conice prin copiere 492
15.4.2. Maşini de danturat roţi dinţate conice prin rulare 496

Cap. 16. MAŞINI DE FINISAT DANTURA ROŢILOR DINŢATE 512
16.1. Maşini de şeveruit 512
16.2. Maşini de rectificat dantura roţilor dinţate cilindrice 514
16.2.1. Maşini de rectificat dantura prin copiere 515
16.2.2. Maşini de rectificat dantura prin rulare 516
16.3. Maşini de honuit roţi dinţate 525

Cap. 17. MAŞINI-UNELTE AGREGATE 526
17.1. Definire şi domeniul de utilizare 526
17.2. Clasificarea maşinilor-unelte agregate 526
17.3. Criterii de compunere 528
17.3.1. Criteriul constructiv 528
17.3.2. Criteriul tehnologic 532
17.3.3. Criteriul cinematic 535
17.4. Compunerea maşinilor-unelte agregate 535
17.4.1. Moduri de compunere a maşinilor agregate 535
17.4.2. Clasificarea componentelor 535
17.4.3. Maşini-unelte agregate paralel 536
17.4.4. Maşini-unelte agregate în serie 537
17.4.5. Maşini-unelte agregate mixt 545
17.5. Unităţi de bază 545
17.6. Unităţi de lucru 547
17.6.1. Capete de forţă 556
17.6.2. Unităţi sanie 557
17.7. Unităţi de transport 557
17.7.1. Mese liniare 557
17.7.2. Mese circulare 558
17.7.3. Tamburi indexabili 563
17.8. Unităţi auxiliare 563
17.8.1. Unităţi de reglare la cotă 563
17.8.2. Unităţi de strunjire plană 566
17.8.3. Unităţi de control 569

Scanned with OKEN Scanner

Cap. 18. ÎNCERCAREA ŞI EXPLOATAREA MAŞINILOR-UNELTE 571
18.1. Încercarea maşinilor-unelte 571
18.2. Cercetarea dinamicii maşinilor-unelte 573
18.3. Exploatarea maşinilor-unelte 576
18.4. Probleme specifice întreţinerii şi reparaţiei maşinilor-unelte. Genuri de reparaţii 577
18.5. Protecţia maşinii-unelte şi a operatorului uman 579
18.5.1. Protecţia maşinii-unelte 580
18.5.2. Protecţia operatorului uman 583
Bibliografie 586

Scanned with OKEN Scanner

1

INTRODUCERE

1.1. Despre industria de mașini-unelte

Mașinile-unelte așchietoare, împreună cu presele și ciocanele folosite la prelucrarea prin deformare plastică, stau la baza utilajelor de producție în industria constructoare de mașini.

Deoarece industrializarea implică dezvoltarea industriei constructoare de mașini, este evident că dezvoltarea construcției mașinilor-unelte a avut loc concomitent cu industrializarea, urmînd ritmul și caracterul acesteia.

În țara noastră, producția de masini-unelte a fost creată practic după naționalizare. Industrializarea socialistă, condusă de Partid, a acordat o atenție prioritară acestei subramuri, prin planurile cincinale și planuri speciale de realizare a noi modele cu caracteristici superioare. Dacă în anul 1950 s-a produs un singur tip de strung, azi se produc peste 80 de tipo-dimensiuni de mașini-unelte ca: strunguri, mașini de frezat, de debitat, de găurit, de alezat și frezat, de rectificat rotund interior și exterior, de rectificat plan, de broșat, strunguri mari și mașini de frezat longitudinal grele, unități de lucru și subansamble de agregate, inclusiv agregate pentru diferite piese, linii automate și mașini speciale.

În prezent peste 80% din necesitățile economiei naționale de mașini-unelte sînt acoperite cu mașini realizate în țara noastră.

Mașinile-unelte construite în țara noastră sînt bine apreciate pe piața mondială. Exportăm azi mașini-unelte în peste 40 de țări.

În directivele Congresului al XI-lea al P.C.R. se prevede ca producția de mașini-unelte să crească pînă în 1980 de 2,4—2,6 ori față de 1975, accentul punîndu-se pe extinderea fabricației de mașini-unelte de mare capacitate și productivitate, mașini-unelte specializate și mașini-unelte agregate. O atenție deosebită se va acorda realizării de noi tipuri de mașini, care să încorporeze aparatură electrică de comandă și reglare fabricată în țară.

În vederea realizării acestor prevederi, au fost construite noi fabrici de mașini-unelte la Arad, Cugir, Oradea, București, Roman, Tîrgoviște, iar alte fabrici au fost profilate parțial pentru producerea de mașini-unelte. Dacă la începutul dezvoltării construcției de mașini-unelte orientarea a fost către realizarea de mașini-unelte universale, în următorii ani s-a pus accentul pe producerea de mașini-unelte speciale, mașini agregate și linii tehnologice automate.

În țara noastră se produc mașini-unelte de mare tehnicitate, cu posibilități tehnologice lărgite, cu parametri tehnico-economici superiori și cu un grad sporit de automatizare. Răspunzînd cerințelor tot mai exigente ale diferitelor ramuri ale economiei naționale, industria constructoare de mașini-unelte a produs primele serii de mașini-unelte cu comandă după program.

Scanned with OKEN Scanner

Printre mașinile speciale și agregate construite în țara noastră pot fi amintite: strungurile speciale pentru industria petrolieră, mașinile de frezat portal, un mare număr de tipuri și dimensiuni de capete de forță, mașinile agregate pentru prelucrarea găurilor adînci, pentru corpul pompei de injecție, pentru prelucrarea crucii cardanice etc. Prin legarea mașinilor agregate cu linii de transfer s-au creat linii tehnologice automate, acestea în special pentru industria de autocamioane și tractoare, unde producția este de serie mare și folosirea unor asemenea utilaje este rentabilă.

Unitățile economice și de cercetare din domeniu, dețin un important număr de invenții pentru diferite soluții în construcția mașinilor-unelte. Activitatea de cercetare-proiectare pentru principalele probleme este realizată de către Institutul de cercetare și proiectare de mașini-unelte și agregate ICPMUA din București. În paralel s-a dezvoltat apreciabil și sectorul respectiv din institutele de învățămînt superior tehnic. Majoritatea acestora au acordat atenție mărită acestei direcții cu dezvoltare impetuoasă în țările industrializate, și foarte importantă pentru întreaga industrie constructoare de mașini, creînd secții speciale destinate mașinilor-unelte.

Dezvoltarea din ultimele decenii se menține foarte accentuată la mașinile cu comenzi numerice (*CN*), linii automate și agregate, mașini speciale și în ultimul timp inclusiv centre de prelucrare. Modelele cele mai evoluate, mai complexe și totodată mai eficiente, sînt cu comenzi numerice, cu calculatoare electronice specializate sau cu conducere prin calculator central, cu comenzi adaptive, cu sisteme de supraveghere automată, de alarmare etc., fără a le întruni simultan pe toate acestea.

O contribuție deosebită la dezvoltarea construcției mașinilor-unelte a adus-o sectorul electrotehnic și în special cel electronic împreună cu tehnica de calcul. Asemeni generațiilor din producția de calculatoare se poate vorbi de „generații" în comenzile mașinilor-unelte, care în ultimă formă se construiesc cu circuite integrate și chiar cu largă scară de integrare. Tehnica aerospațială contribuie și ea indirect la dezvoltarea mașinilor-unelte prin transpunerea unor soluții de componente, îndeosebi hidrostatice, electronice sau electrohidrostatice.

1.2. Definiții de bază și domenii

Conform definiției din „Lexiconul tehnic român", mașina este construcția care schimbă forma energiei din mecanică în altă formă, sau din altă formă în mecanică. Transformarea se înțelege pentru majoritatea energiei respective și într-un scop util. De exemplu, motorul electric, pompa, motorul hidrostatic, turbina, motorul pneumatic etc. corespund evident acestei definiții.

Se disting însă două categorii de mașini: de forță sau energetice și mașini de lucru. Primele furnizează energie sub diferite forme, inclusiv mecanică. Mașinile de lucru (*ML*) primesc însă energie, de obicei electrică, o transformă în diferite feluri și execută anumite obiecte sau produse. Efectuarea operației de execuție parțială sau totală a unor obiecte este caracteristică mașinilor de lucru (*ML*), la care, pentru aceeași formă de energie are loc de regulă și schimbarea parametrilor acesteia. Definiția din Lexicon a mașinii, este exactă numai pentru mașini energetice. În cadrul *ML* însă, transformările

Scanned with OKEN Scanner

de energie obligă chiar la existența în compunere a unui grup de mașini energetice. Grupurile de mașini se mai numesc uneori și agregate (*A*). *De aceea se precizează că ML este construcția ce efectuează lucrări de execuție parțială sau produse, prin mișcări cu diferiți parametri și transformări de energie.*

Domeniul mașinilor de lucru este imens, ele constituind mijloace de bază în industria: extractivă, metalurgică, chimică, prelucrătoare (care include pe cea constructoare de mașini), ușoară, alimentară etc. În ultimul timp, *ML* din alte ramuri decît constructoare de mașini, sînt denumite și utilaj tehnologic. În industria prelucrătoare, *ML* servesc la efectuarea diferitelor procese de prelucrare, a căror forme și destinații sînt foarte numeroase. Mecanizarea modernă duce la creșterea progresivă a numărului și tipurilor de *ML*. Totodată diferă și denumirea mașinilor pentru diferite procese, iar o mare parte sînt denumite *instalații* sau *utilaje*.

Pe de altă parte, în definirea mașinilor-unelte, trebuie luate în considerare atît caracteristicile prelucrării, cît și altele privind problemele economice și de calitate impuse producției de piese prelucrate pe mașina-unealtă.

Ca urmare, prin mașină-unealtă se definește o mașină de lucru avînd rolul de a modifica forma și dimensiunile unor corpuri, în general metalice, prin procesul de așchiere în anumite condiții de productivitate, precizie dimensională și calitate a suprafeței. Deși, inclusiv presele sau mașinile pentru ecruisări, nituiri etc., lucrează și ele cu unelte sau scule, nu intră în categoria mașinilor-unelte. Prezentul manual conține tratarea numai a mașinilor-unelte așchietoare, care constituie în prezent și vor constitui și în viitor, majoritatea în utilajul de prelucrare din construcția de mașini.

MU se pot utiliza independent una de alta sau în grupuri de *MU*, cu funcționare corelată succesiv prin o parte a procesului de producție. *Se obțin astfel liniile tehnologice* (*LT*).

MU execută prelucrarea prin îndepărtarea de particule, fără a afecta întreaga masă a obiectului, piesei sau produsului, ceea ce constituie frecvent un important avantaj și explică în mare parte larga lor utilizare, iar numărul mare de procedee de prelucrare prin îndepărtare de particule — diversitatea constructivă.

În cadrul *MU* se pot deosebi în mare, trei genuri:

— *MU* tipice, care au un procedeu de prelucrare tipic sau caracteristic. La multe este posibilă utilizarea a cîteva procedee, dar unul rămîne tipic sau specific. De exemplu mașini de broșat, de găurit etc.

— *MU* agregate, sau pe scurt agregatele (*A*), sînt caracterizate prin construcția, în majoritate, din părți și componente normalizate sau unificate, precum și prin utilizarea mai multor scule care prelucrează simultan. Ca urmare sînt denumite agregate și grupuri de mașini cu funcționare corelată. Evident, între *MU* și agregat nu este o demarcație riguroasă.

— Centre de prelucrare (*CP*), sau *MU* multioperaționale, sînt caracterizate prin posibilitatea de a schimba automat prin fixare și defixare mai multe scule și de a utiliza mai multe procedee de prelucrare, toate fiindu-le caracteristice.

Cu mașini-unelte tipice agregate și centre de prelucrare se pot monta linii tehnologice. Dacă se asigură automatizarea tuturor operațiilor de prelucrare, control și transport, se obține o linie automată (*LA*). Studiul liniilor automate nu este inclus în prezentul manual.

Scanned with OKEN Scanner

de energie obligă chiar la existența în compunere a unui grup de mașini energetice. Grupurile de mașini se mai numesc uneori și agregate (*A*). *De aceea se precizează că ML este construcția ce efectuează lucrări de execuție parțială sau produse, prin mișcări cu diferiți parametri și transformări de energie.*

Domeniul mașinilor de lucru este imens, ele constituind mijloace de bază în industria: extractivă, metalurgică, chimică, prelucrătoare (care include pe cea constructoare de mașini), ușoară, alimentară etc. În ultimul timp, *ML* din alte ramuri decît constructoare de mașini, sînt denumite și utilaj tehnologic. În industria prelucrătoare, *ML* servesc la efectuarea diferitelor procese de prelucrare, a căror forme și destinații sînt foarte numeroase. Mecanizarea modernă duce la creșterea progresivă a numărului și tipurilor de *ML*. Totodată diferă și denumirea mașinilor pentru diferite procese, iar o mare parte sînt denumite *instalații* sau *utilaje*.

Pe de altă parte, în definirea mașinilor-unelte, trebuie luate în considerare atît caracteristicile prelucrării, cît și altele privind problemele economice și de calitate impuse producției de piese prelucrate pe mașina-unealtă.

Ca urmare, prin mașină-unealtă se definește o mașină de lucru avînd rolul de a modifica forma și dimensiunile unor corpuri, în general metalice, prin procesul de așchiere în anumite condiții de productivitate, precizie dimensională și calitate a suprafeței. Deși, inclusiv presele sau mașinile pentru ecruisări, nituiri etc., lucrează și ele cu unelte sau scule, nu intră în categoria mașinilor-unelte. Prezentul manual conține tratarea numai a mașinilor-unelte așchietoare, care constituie în prezent și vor constitui și în viitor, majoritatea în utilajul de prelucrare din construcția de mașini.

MU se pot utiliza independent una de alta sau în grupuri de *MU*, cu funcționare corelată succesiv prin o parte a procesului de producție. *Se obțin astfel liniile tehnologice* (*LT*).

MU execută prelucrarea prin îndepărtarea de particule, fără a afecta întreaga masă a obiectului, piesei sau produsului, ceea ce constituie frecvent un important avantaj și explică în mare parte larga lor utilizare, iar numărul mare de procedee de prelucrare prin îndepărtare de particule — diversitatea constructivă.

În cadrul *MU* se pot deosebi în mare, trei genuri:

— *MU* tipice, care au un procedeu de prelucrare tipic sau caracteristic. La multe este posibilă utilizarea a cîteva procedee, dar unul rămîne tipic sau specific. De exemplu mașini de broșat, de găurit etc.

— *MU* agregate, sau pe scurt agregatele (*A*), sînt caracterizate prin construcția, în majoritate, din părți și componente normalizate sau unificate, precum și prin utilizarea mai multor scule care prelucrează simultan. Ca urmare sînt denumite agregate și grupuri de mașini cu funcționare corelată. Evident, între *MU* și agregat nu este o demarcație riguroasă.

— Centre de prelucrare (*CP*), sau *MU* multioperaționale, sînt caracterizate prin posibilitatea de a schimba automat prin fixare și defixare mai multe scule și de a utiliza mai multe procedee de prelucrare, toate fiindu-le caracteristice.

Cu mașini-unelte tipice agregate și centre de prelucrare se pot monta linii tehnologice. Dacă se asigură automatizarea tuturor operațiilor de prelucrare, control și transport, se obține o linie automată (*LA*). Studiul liniilor automate nu este inclus în prezentul manual.

Scanned with OKEN Scanner

1.3. Mişcările maşinilor-unelte

Realizarea procesului de prelucrare prin aşchiere cu toate fazele sale ajutătoare sau auxiliare impune efectuarea de către *MU* a anumitor *mişcări relative* între obiectele supuse prelucrării şi sculele respective, mişcări care se numesc *executante*. După rolul concret pe care îl au în diferitele faze ale ciclului de lucru, mişcările executante (*ME*) se denumesc: — pentru formarea suprafeţelor (*f*), — de pătrundere (*p*), — de divizare sau mai general periodice (*d*), — ajutătoare (*a*). Efectuarea acestor *ME* nu are loc izolat, ci cu anumite corelaţii şi întrepătrunderi. Astfel, mişcări pentru formare servesc curent şi la pătrundere, pot fi ajutătoare (pentru apropieri şi depărtări), etc.

— Mişcările executante se realizează de către scule, piese sau de ambele, în ultimul caz realizîndu-se traiectoriile relative mai complexe. Suprafeţele se formează prin traiectoriile relative. Din punct de vedere al realizării lor de către *MU*, o mişcare executantă poate fi:

— liberă sau independentă, cînd viteza sa nu este dependentă de viteza nici a unei alte mişcări, ci este dictată numai de parametrii tehnologici sau de funcţionare. Este un caz mai rar. Poate fi rotativă (*R*) sau liniară (*L*), de exemplu mişcarea principală la broşare;

— elementară sau componentă, cînd valorile vitezei sale sînt corelate sau dependente de valorile vitezei unei alte mişcări, independenţă dictată de condiţii tehnologice sau de funcţionare, de exemplu mişcarea principală şi mişcarea de avans la găurire etc;

— compusă, cînd rezultă din compunerea a 2, 3 sau 4 mişcări elementare sau componente. Nu se cunosc cazuri de compunere a mai mult de 4 mişcări elementare. Convenţional, o mişcare compusă se va simboliza cu paranteze. De exemplu, variantele de compunere a 3 mişcări simple se notează: (*RRR*), (*RRL*), (*RLL*) şi (*LLL*). Traiectoriile relative ale mişcărilor compuse sînt curbe complexe în spaţiu.

Mişcările executante sînt efectuate de către anumite elemente, completuri sau subansamble, care se vor numi generic *verigi executante* (*VE*). Acestea sînt de exemplu port-cuţite, arbori principali, mese, sănii, suporţi etc. De regulă, o *VE* efectuează o mişcare executantă elementară sau componentă, iar o mişcare executantă compusă este efectuată de un număr de *VE* egal cu numărul mişcărilor executante componente. Sînt însă şi cazuri cînd o *VE* trebuie să efectueze simultan două mişcări executante (*ME*) elementare, situaţie în care acestea şi respectiv vitezele lor se însumează algebric printr-un mecanism de însumare şi deci *VE* în cauză va efectua mişcarea cu viteza rezultantă.

La majoritatea maşinilor-unelte, mişcările executante de orice fel sînt realizate cu viteza *R* sau *L* uniforme, valorile diferind evident de la o fază la alta.

Există însă maşini-unelte la care una din mişcările executante elementare sau componente are viteză variabilă, ceea ce permite să se obţină şi o mişcare executantă compusă cu viteză neuniformă. În acest mod se obţin diferite suprafeţe complexe.

Definirile de mai sus, privind mişcările maşinilor-unelte, permit clasificarea raţională şi studiul logic al compunerii structurii acestora.

Scanned with OKEN Scanner

1.4. Clasificările mașinilor-unelte

Datorită diversității menționate, sînt utilizate clasificări după cîteva criterii și anume: gradul de specializare, precizia, mărimea, procedeul de prelucrare prin așchiere.

A. După gradul de specializare se deosebesc:

— *MU* universale sau cu destinație largă, sînt cele pe care se pot realiza diferite cicluri de lucru și cîteva procedee, pe lîngă cel tipic, pentru o nomenclatură largă de piese, în producții individuale sau de serie mică. Aici se includ și centrele de prelucrare (*CP*).

— *MU* specializate, care permit cîteva cicluri de lucru specifice, pentru un anumit tip de piese și cu un procedeu de bază sau tipic. De exemplu mașini de danturat cu freză melc, de rectificat arbori cotiți, pentru rectificat caneluri etc. Sînt destinate de obicei producției de serie.

— *MU* speciale, care prelucrează cu un anumit ciclu și precizie, un anumit fel de piese și în anumite dimensiuni. Sînt *MU* pentru producții de serie mare și de masă. Ele includ și mașinile-unelte agregate.

B. După precizia de prelucrare, se deosebesc: *MU* de precizie normală, de precizie ridicată sau de exactitate, foarte precise și etalon.

C. După mărime, se clasifică în: *MU* mici, mijlocii și mari. Greutatea fiind în general în strînsă dependență cu mărimea, clasificarea este aceeași și din punct de vedere al greutății.

În categoria mașinilor-unelte „mici" se includ de regulă cele pentru mecanică fină și care se instalează pe mese de lucru. Cele „mijlocii" sînt cu gabarite de maximum cîțiva metri, iar cele „mari" sau „grele", încep cu dimensiuni ale pieselor de prelucrat de la $1 \div 3$ m.

Clasificarea după mărime relevează diversitatea mașinilor-unelte chiar în cadrul aceluiași tip. Astfel, într-un mod va fi construit un strung minuscul pentru metale prețioase — la care așchiile se colectează integral — și în cu totul alt mod, un strung carusel de exemplu pentru piese de 16 m.

D. Clasificarea după procedeul de prelucrare este mai complexă deoarece se bazează pe criteriul tehnologic. Procedeul fiind caracterizat prin mișcări și scule, cel mai rațional este să se considere numărul de mișcări (elementare) de lucru, în ordine crescătoare și tipul sculei pentru diferite procedee și variante ale acestora. Adăugînd și posibilități de combinare prin schimbare de scule, se obține clasificarea din tabelul 1.1. Evident, tabelul și clasificarea nu sînt atotcuprinzătoare, însă constituie o primă bază rațională de sistematizare a multitudinii de modele existente pe plan mondial. Se observă că din punct de vedere cinematic, complexitatea crește de la primele grupe spre ultimele și că au fost separate mașinile de „profilat" și de „cojit", care în unele manuale se grupează greșit împreună cu strungurile, deși diferă de acestea prin procedeul de bază. De exemplu la „profilare" scula execută și o rotire în jurul unei axe proprii, astfel că în secțiuni perpendiculare pe axa de rotație a piesei (axa vîrfurilor), se obțin alte curbe decît cercurile caracteristice strunjirii. Se mai observă că unele mașini speciale (de găurit adînc, de broșat circular danturi conice, de finisat danturi, de rectificat scule etc.) au fost omise în tabelul 1.1, pentru a se obține simplificări.

Scanned with OKEN Scanner

TABELUL 1;1

Grupa	Denumirea	Mişcările de lucru (elementare) şi cine le execută	Scula de bază
a	Maşini de broşat	1pL-scula	broşă
b	Maşini de rabotat şi mortezat	1pL-piesa 1avL-scula sau piesa	cuţit
c	Maşini de găurit	1pR-scula 1avL-scula	burghiu
d	Maşini de filetat cu tarod	1pR-scula 1avL-piesa	tarod drept
		1pR-scula 1avL-piesa	tarod curb
e	Maşini de debitat	1pL-scula 1avL-scula	ferăstrău bandă
		1pR-scula 1avL-scula	ferăstrău disc
f	Maşini de alezat	1pR-scula 1avL-scula, piesa	cap cu cuţite
g	Maşini de honuit	1pR+ scula 1pL	hon
h	Maşini de cojit	1pR-scula 1avL-piesa	cap cu cuţite
i	Strunguri	1pR-piesa 1, 2avL-scula	cuţit
j	Maşini de profilat	1apR-piesa 1avL+1avR-scula	cuţit
n	Maşini de rectificat	1p.R.-scula 1av.R.-scula 1av.L.-scula	
o	Maşini de superfinisat	1p.L.-scula 1av.R.-piesă 1av.L.-scula	pietre de superfinisat
		1p.L.-scula 1av.R.-piesă 1av.R.-piesele	bandă abrazivă
p	Maşini de lepuit	1p.R.-sculele	2 discuri abrazive
q	Maşini de filetat cu cuţite şi freze — cu cuţite	1p.R.-piesa 1, 2av.L.-scula.	cuţite de profil
	Maşini de filetat cu cuţite şi freze — cu freze disc	1p.R.-scula 1, 2av.L.-scula 1av.L-scula	freze disc de profil
		1p.R.-scula 1av.R.-scula 1, 2av.L.-scula	
	Maşini de filetat cu cuţite şi freze — cu freză melc	1, 2av.L.-scula 1p.R.-scula 1av.R.-piesă	freză melc cu profil
	Maşini de filetat cu cuţite şi freze — prin rostogolire	1p.R.-piesa 1av.R.-scula 1, 2av.L.-scula	cuţit roată cilindrică
r	Maşini de rectificat filete	1p.R.-scula 1av.L.-scula 1av(L+R)-piesa	piatră de rectificat cu profil
s	Maşini de detalonat	1p.R.-piesă 1,2,3avL.-sculă	cuţit de profil
v	Maşini de şeveruit danturi — cu freză melc	1p.R.-sculă 1av.R.-piesă 1av.(L+R)-sc. +piesă	freză melc modul cilindrică
		1p.R.-sculă 1av.(R+R)-sc. +piesă 1av.R.-sculă	freză melc modul conică
	Maşini de şeveruit danturi — cu capete cu cuţite	1p.R.-sculă 1av.(R+R)-sc. +piesă	cap cu cuţite circular
		1p.R.-sculă 1av.(R+R)-sc+ +piesă 1av.R.-sculă	cap cu grupe de cuţite
	Maşini de şeveruit danturi	1p(R+R)-sc+ piesă 1,2av.L.-piesă	şever roată
		1p.R-scula 1av.R-piesa 1av.L.-piesă	şever melc
w	Maşini de rectificat danturi — prin copiere	1p.R.-scula 1av.L.-sc. sau piesă 1av.L.-sculă	piatră de profil
	Maşini de rectificat danturi — prin rostogolire 1p.R.-	1p.R.-scula 1av.L-scula 1av.(R+L)-piesă	Piatră de rectif. dreaptă
		1p.R.-sculele 1av.(R+L)- 1av.L.-piesa	2 pietre de rectif. drepte

Scanned with OKEN Scanner

k	Mașini de frezat	1pR-scula 1, 2, 3avL-piesa	freză diferită
		1pR-scula 1av.R.-piesa	
l	Mașini de alezat și frezat orizontal	1p.R.-scula 1, 2av.L.-scula 1, 2av.L.-piesa	diferite
m	Centre de prelucrare	1p.R.-piesa 1, 2,av.L.-scule	diferite
		1p.R.-piesa 1, 2, L-scula, piesă 1R-piesă	
n	Mașini de rectificat	1p.R.-sculă 1av.L-piesa 1av.L.-piesa	piatră de rectificat

t	Mașini de danturat prin copiere	și prin tangență	1p.R.-scula 1av.L.-sculă sau piesă 1av.L.-piesă	freză de profil
		și prin integr. urmei	1L.av.-sculele 1p.(L+R)-piesă	cap cu cuțite
u	Mașini de danturat prin rostogolire	cu sculă roată	1p.L.-sculă 1av.(R+R)-sc. și piesă 1av.L.sc. sau piesă	cuțit roată
		cu sculă cremalieră	1p.L.-sculă 1av.(L+R)-piesă 1av.R.-sculele	cuțit cremalieră
		cu două cuțite	1p.L.-sculă 1av.(R+R)-sc. +piesă 1av.R.-scule	2 cuțite drepte
		cu freze disc	1p.R.-scule 1av(R+R)-sc.+piesă	2 freze disc drepte

x	Mașini de ascuțit		sculă 1av(R+R)-sc+ 1av.L.-sculă	piatră melc modul
			1p.R.-sculă 1av.(R+R)-sc piesă 1av.L.piesă	1 piatră oală piatră dreaptă
		cuțite	1p.R.-scula 1av.L.-sculă 1, 2av.L.-piesa	piatră de formă
		burghie și alezaore	1p.R.-sculă 1av.R.-sculă 1,2av.L.-piesă 1av.L.-piesă	piatră de formă
		freze melc	1p.R.-sculă 1av.L.-sculă 1av.R.-piesă 1av.L.-pi să	piatră dreaptă
y	Mașini pentru scule		1p.R.-sculă 1,2,3av.-diferite	freze diferite
z	Mașini de mișcări neuniforme		1p.-unif. sc. sau 1av.-neuniform 1,2av.R. sau L.	diferite

Scanned with OKEN Scanner

1.5. Indici tehnico-economici

Ca la orice mașină sau aparat și calitățile unei mașini-unelte se apreciază rațional prin indicatorii tehnico-economici (*ITE*), care permit decizii pe baze comparative (la restul parametrilor egali). Utilizarea oricărei mașini-unelte trebuie să se hotărască deci numai pe baza acestor indicatori.

Se pot deosebi două grupe de *ITE* și anume: generali și speciali.

1.5.1. Indici tehnico-economici generali

Indici tehnico-economici generali sînt acei care au aceeași denumire și la alte mașini, pe lîngă mașini-unelte, conținutul fiind însă adaptat acestora. Astfel se definesc: economicitatea (eficiența economică), tehnologicitatea și securitatea muncii.

A. Economicitatea este indicatorul de bază, cel care decide în ultimă instanță asupra utilizării unei mașini-unelte. Analog altor ramuri tehnice, eficiența economică se exprimă prin costul operației sau în general al prelucrării efectuată de mașina-unealtă respectivă. Este foarte greșită confuzia frecventă între economicitate și costul mașinii, agregatului sau liniei. Progresul tehnic a dus la mașini mai scumpe, mai complexe pe scara evoluției, dar și mai eficiente economic. Evident, prețul mașinii-unelte influențează costul prelucrării pe care o efectuează prin cota de amortisment, însă aceasta nu justifică înlocuirea indicatorului corect, respectiv costul prelucrării, cu cel al mașinii care efectuează prelucrarea.

Economicitatea trebuie să fie totdeauna elementul determinant. Dacă se analizează grupuri de *MU* și *A*, *LT* sau ateliere, se consideră evident eficiența la nivelul respectiv al grupului, liniei etc. În cadrul acestora, este posibil, ca, de exemplu, o mașină-unealtă, considerată izolat, să lucreze cu o capacitate mai mare și mai puțin eficient, însă numai pentru a obține prin acordarea capacităților, o economicitate maximă a grupului, liniei, sau atelierului respectiv. Calculul economicității unei *MU* sau a unui grup de *MU* cu funcționare corelată, este de obicei destul de dificil. Frecvent, el este însă edificator chiar efectuat cu aproximații, de aceea se impune aplicarea sa obligatorie în construcția și utilizarea mașinilor-unelte.

B. Tehnologicitatea unei *MU* se referă la problemele de execuție pentru producția mașinii-unelte însăși. Ea depinde de complexitatea construcției, de gradul de unificare sau normalizare a pieselor și subansamblelor, de dotarea atelierelor producătoare etc. Se apreciază totdeauna la restul parametrilor egali, se exprimă prin costul de fabricație și servește la comparații numai pentru aceleași condiții concrete de producție.

C. Securitatea muncii este un indicator obligatoriu, indiferent de nivelul celorlalți. O securitate superioară a muncii implică și soluții tehnice de vîrf: conducere automată a procesului de așchiere în condițiile izolării față de personalul de deservire, închiderea tuturor elementelor în mișcare etc. O mașină-unealtă este bună din punct de vedere al securității muncii, cînd este exclusă accidentarea personalului chiar în condiții de neglijență sau neatenție a acestuia. Asigurarea securității muncii revine atît constructorilor de mașini-unelte, cît și tehnologilor.

Scanned with OKEN Scanner

1.5.2. Indici tehnico-economici speciali

Indici tehnico-economici speciali sînt cei definiţi numai pentru *MU*, menţinîndu-se la agregate şi linii automate. Se reţin următorii opt *ITE* speciali:

a. Capacitatea de producţie, se exprimă în bucăţi (piese) sau unităţi de suprafaţă (cm^2) prelucrate în unitatea de timp. Mai frecvent se utilizează buc/minut sau buc/oră, deci:

$$Z=\frac{1}{T}\left[\frac{\text{buc}}{\text{oră}}\right] \text{ sau } \left[\frac{\text{buc}}{\text{min}}\right], \tag{1.1}$$

unde T este timpul unei operaţii pe maşina-unealtă respectivă, în ore sau min.

După cum se ştie: $T=T_{maş}+T_{aj}$, (1.2)

în care:

$T_{maş}$ este timpul efectiv de aşchiere sau timp de bază; T_{aj} — timpul ajutător (apropieri, depărtări, prinderi etc.). Timpul de bază scade cu creşterea parametrilor regimului, în care intră v — viteza, a — avansul şi t — adîncimea de aşchiere, adică convenţional, se poate scrie:

$$T_{maş}=\frac{1}{\varphi(v, s, t)}, \text{ iar } T_{aj}=KT_{maş}; \tag{1.3}$$

K este un coeficient care depinde de tipul *MU* şi al operaţiei de prelucrare pe aceasta, de scara producţiei etc.

Înlocuind în (1.2) şi respectiv în (1.1) se obţine:

$$T=\frac{1+k}{\varphi(v, s, t)} \text{ sau } Z=\frac{\varphi(v, s, t)}{1+K}, \tag{1.4}$$

adică, capacitatea de producţie creşte cu intensitatea parametrilor regimurilor de aşchiere şi cu scăderea timpilor ajutători. Cum la unele *MU* (de ex. de broşat) $K>1$, se deduce uşor importanţa scăderii acestor timpi pentru creşterea capacităţii de producţie Z a maşinilor-unelte. Formularea şi definirea de mai sus a capacităţii de producţie nu admite confundarea cu „productivitatea muncii“, care reprezintă valoarea raportată la om. Nu este corectă nici denumirea de „productivitate a maşinii“.

b. Exactitatea de lucru sau *precizia MU* se exprimă prin toleranţa minimă ce se poate obţine sistematic şi la capacitatea de producţie nominală, deci la o anumită încărcare a maşinii-unelte. Legătura între precizie şi capacitatea de producţie este obligatorie pentru o apreciere corectă a posibilităţilor maşinii. Precizia de lucru este determinată de doi factori: exactitatea geometrică şi exactitatea în sarcină sau a maşinii încărcate. Este necesară satisfacerea ambilor factori, cu condiţii concrete diferite.

— Exactitatea geometrică se defineşte pentru maşina liberă, deci avînd numai încărcarea cu forţele greutăţilor proprii, fără procesul de lucru. Ea se reglementează prin standarde şi norme şi reprezintă cazul limită, al prelucrării cu forţe foarte mici, practic neglijabile. Este deci o condiţie de precizie necesară, dar care în general nu este şi suficientă. Se exceptează maşinile a căror forţe de lucru nominale foarte mici nu provoacă deformaţii sensibile. Exactitatea geometrică este determinată la rîndul său de precizia anumitor

Scanned with OKEN Scanner

piese sau cupleturi care asigură poziţiile reciproce ale axelor de lucru şi traiectoriile mişcărilor şi de precizia cinematică a lanţurilor cinematice pentru mişcările de formare a suprafeţelor şi de poziţionare, inclusiv divizare.

— Exactitatea în sarcină se bazează pe cea geometrică şi în plus depinde de: rigiditatea tehnologică, stabilitatea dinamică şi deformaţiile termice. Prin rigiditate tehnologică se înţelege capacitatea maşinii-unelte de a se împotrivi deformaţiilor elastice provocate de forţele din procesul de lucru şi de greutăţile proprii. Pentru majoritatea absolută a tipurilor se defineşte cu raportul:

$$R=\frac{F_y}{y}\left[\frac{N}{m}\right] \text{ sau } \left[\frac{daN}{mm}\right], \tag{1.5}$$

în care:

F_y este componenta forţei de aşchiere după normala la suprafaţa prelucrată; y — deformaţia după direcţia aceleiaşi normale, însă datorită tuturor forţelor, nu numai componentei F_y.

Această expresie nu se poate aplica la MU de prelucrat găuri cu scule având două sau mai multe tăişuri ce acţionează simultan în gaură, deoarece la acestea F_y este nulă. În aceste cazuri deformaţia este produsă de un cuplu şi o forţă după direcţia axială, după care deformaţia nu influenţează precizia piesei. Pentru astfel de MU, au importanţă deplasările după direcţii perpendiculare pe direcţia axială şi de aceea la ele rigiditatea tehnologică se defineşte mai util cu raportul:

$$R_y=\frac{F_a}{\Delta}\left[\frac{N}{m}\right] \text{ sau } \left[\frac{daN}{mm}\right], \tag{1.6}$$

în care:

F_a este forţa axială de avans, în N sau daN; Δ — deplasarea maximă a vîrfului burghiului în planul perpendicular pe direcţia axială, de la poziţia în stare liberă a maşinii la încărcarea cu F_a şi momentul corespunzător, în m sau mm.

Oricare ar fi deci maşina-unealtă, din punct de vedere al rigidităţii tehnologice este importantă deformaţia şi respectiv deplasarea la vîrful sculei, datorită încărcării totale. Această deplasare rezultă din deformaţia materialului pieselor care lucrează ca grinzi, plăci, ţevi etc., precum şi din variaţia deformaţiilor de contact din îmbinările suprafeţelor pieselor, şi prin care se schimbă poziţiile reciproce ale liniilor medii ale suprafeţelor îmbinate, în contact, linii notate cu L_1 şi L_2 în figura 1.1. La presiuni nominale mici, crescute în îmbinările de suprafeţe mobile ale maşinilor-unelte, deformaţiile de contact deţin o cotă importantă în bilanţul total de rigiditate.

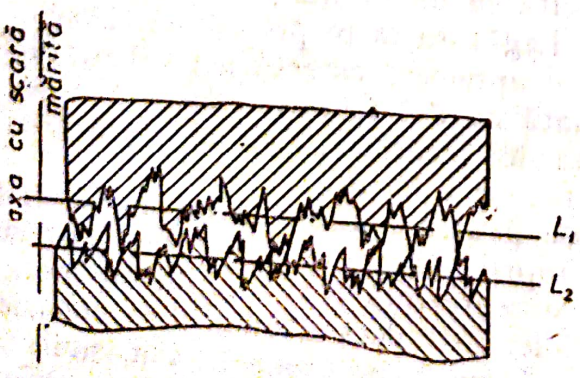


Fig. 1.1

Rigiditatea tehnologică a maşinilor-unelte se determină mai uşor pe cale experimentală, realizînd încărcări prin aşchiere sau cu echipamente speciale. Frecvent numai această rigiditate tehnologică reprezintă o apre-

Scanned with OKEN Scanner

ciere suficientă a preciziei de lucru a mașinii-unelte, dată fiind dependența importantă între acestea.

Stabilitatea dinamică determină precizia de prelucrare în condițiile proceselor tranzitorii, în timpul cărora sistemul dinamic stabil trebuie să se micșoreze sub limitele admise. Abaterea tranzitorie se apreciază prin calcule dinamice și respectiv prin construcția caracteristicilor de frecvență a fazei și amplitudinii. Pentru aprecierea stabilității dinamice este utilă rigiditatea dinamică, care corespunde caracteristicii dinamice a „sistemului elastic" al mașinii-unelte. Rigiditatea dinamică este diferită de rigiditatea tehnologică în așchiere, cu care este confundată în unele manuale din cauza neclarității denumirilor.

Deformațiile termice ale mașinii-unelte influențează inevitabil precizia mașinii-unelte. Efectul lor se poate reduce prin măsuri constructive speciale. Ca urmare se reține atît exactitatea în sarcină la începutul funcționării mașinii-unelte, cît și după stabilizarea sa termică prin procesul de lucru.

c. Calitatea suprafeței prelucrate este un indicator ce se corelează cu precizia de prelucrare și se apreciază la restul parametrilor egali. Pentru simplificare și convențional se consideră calitatea obținută după regimuri staționare de lucru.

d. Gradul de automatizare este un indicator modern, pentru care se urmărește o valoare maximă, evident în condiții de eficiență economică. Sînt diferite criterii de apreciere a gradului de automatizare. Datorită evoluției în timp a noțiunii de „automat", considerarea unei „automatizări totale", sau a unor trepte intermediare (semiautomat etc.) este neștiințifică. Se consideră satisfăcătoare aprecierea gradului de automatizare prin raportul:

$$\eta_a = \frac{\sum T_a}{\sum T_{cf}}, \tag{1.7}$$

unde $\sum T_a$ este durata din ciclu în care MU lucrează fără intervenția omului (automat); $\sum T_{cf}$ — durata ciclului de funcționare. Obligatoriu, acesta trebuie determinat pentru un număr foarte mare de cicluri și piese diferite. Deci $\sum T_{cf}$ reprezintă o durată totală care trebuie să includă și intervențiile periodice, anumite reglaje, testarea defecțiunilor etc. Se amintește că automatizarea nu are limite.

e. Efectivitatea energetică sau *randamentul* devine un indicator tot mai important, în legătură cu cerințele de economie a energiei pe plan mondial, cu creșterea turațiilor și a puterii (uneori nejustificat) a mașinii-unelte. Se exprimă prin raportul:

$$\eta_e = \frac{P_{pr.l}}{P_{intM}}, \tag{1.8}$$

unde $P_{pr.l}$ este puterea consumată în procesul de lucru; P_{intM} — puterea totală intrată în mașină de la rețelele de energie.

Pentru $P_{pr.l}$ și P_{intM} se determină valori momentane, caracteristice pentru diferite faze, precum și valori medii, în timp. Se consideră de asemenea toate energiile intrate (electrică, pneumatică etc.) după caz. Desconsiderat mult timp, randamentul este important și la mașini-unelte, datorită numărului foarte mare al acestora. (De ex., reducerea cu numai 5% a pierderilor la fiecare MU, se însumează pe economia națională aproximativ la puterea unei centrale electrice importante).

Scanned with OKEN Scanner

f. Siguranța în funcționare sau *fiabilitatea* se impune ca indicator important și datorită creșterii complexității de construcție a mașinilor-unelte, probabilitatea de defectare crescînd cu numărul elementelor (îndeosebi electrice) ce compun construcția. Mai simplu se poate aprecia prin raportul:

$$\eta_t = 1 - \frac{\Sigma T_0}{\Sigma T}, \tag{1.9}$$

unde ΣT_0 este durata integrală a opririlor din cauze tehnice pe o perioadă suficientă de timp (de ex. 1 an); ΣT — durata integrală de lucru pe aceeași perioadă de timp.

Evident, în aprecierea acestui indicator nu se introduc opririle din cauze organizatorice.

g. Greutatea specifică convențională este un indicator care trebuie să dea o apreciere comparativă pentru consumul de metal. Poate fi util numai raportat la capacitatea de producție Z, la economicitate, la încărcările (sarcinile) nominale ale MU. Asemenea celorlalți ITE speciali, servește comparațiilor numai la restul parametrilor egali. ITE speciali nu sînt limitați la cei menționați mai sus. În funcție de utilitatea concretă se poate recurge și la alții, mai puțin importanți, cu utilizare restrînsă, ca de exemplu suprafața specifică ocupată, complexitatea de reglaj etc.

1.6. Părțile de construcție ale mașinilor-unelte

Mașina-unealtă modernă, inclusiv mașina-agregat, este o construcție complexă, care reunește produse din cîteva sectoare industriale. Pentru facilitarea orientării studiului, se pot contura cîteva părți avînd funcție deosebită, specifice. Acestea sînt:

A. Acționările, grupează mecanismele și componentele ce asigură realizarea mișcării executante și transmiterea puterii.

B. Părțile portante, în care se includ piese de bază și completurile de preluare a forțelor și momentelor necesare efectuării procesului de prelucrare. Ele includ batiuri, sănii, mese, verigi executante.

C. Părțile de comandă, prin care se stabilesc parametrii de funcționare și se conduce total sau parțial ciclul de lucru. La mașini-unelte moderne, ele cuprind mai multe sisteme pentru calculul, programarea, realizarea cotelor piesei, pentru regimul de lucru, controlul dimensiunilor, dirijarea sistemelor auxiliare, inclusiv de supraveghere automată a funcționării și de autotestare a defecțiunilor etc.

D. Sistemele auxiliare cuprind pe cel de ungere, ungere-răcire a sculei sau eventual de spălare a acesteia, de termostatare a mediilor de lucru sau a întregii mașini-unelte, de îndepărtare a așchiilor și reziduurilor și chiar de spălare a mașinii, sisteme care realizează în fond întreținerea condițiilor de funcționare corespunzătoare a mașinii-unelte.

E. Sistemul de alimentare și evacuare, care asigură introducerea pieselor în pozițiile de prelucrare și apoi eliminarea lor de pe mașina-unealtă la finele ciclului. Multe mașini-unelte presupun existența separată a acestor sisteme.

Scanned with OKEN Scanner

2.

COMPONENTELE MAȘINILOR-UNELTE

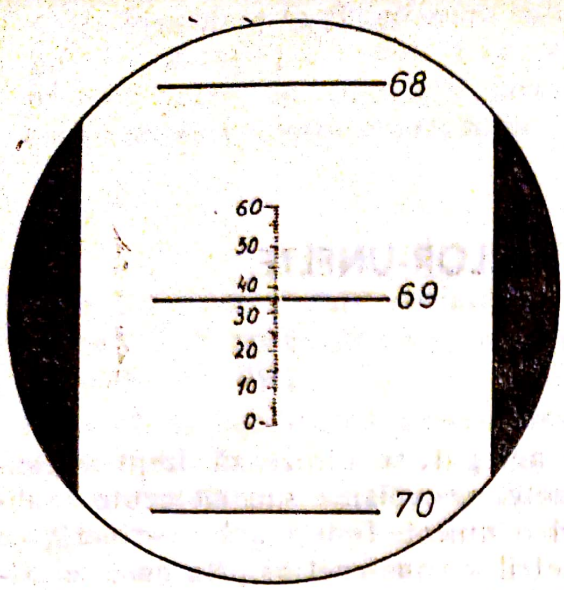
În construcția unei mașini-unelte sau agregat, se utilizează drept subansamble sau noduri, diferite mașini, aparate, mecanisme sau elemente realizate cu diferite mijloace tehnice și avînd o unitate funcțională distinctă, cu o anumită independență, datorită parametrilor constructivi prin care se asigură utilizarea în diferite subansamble și diferite mașini. Acestea se denumesc generic „*componente*" ale mașinii-unelte și se pot clasifica în: optice, electrice, hidrostatice, mecanice, pneumatice și combinate (de ex. electrohidrostatice).

2.1. Componente optice

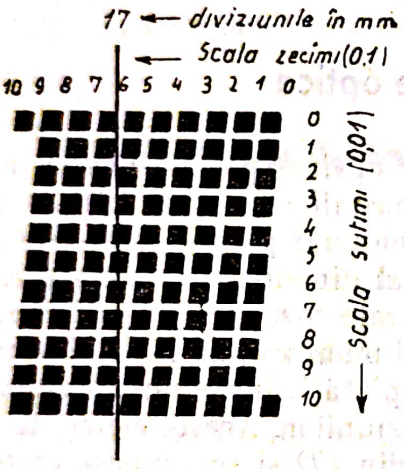
Sînt constituite în principal din aparate optice speciale pentru măsurări, integrate total sau parțial în construcția mașinilor-unelte. Prin componente optice se efectuează: controlul poziției sculelor, al poziției piesei pe mașina-unealtă, al profilului piesei în prelucrare și al dimensiunilor acesteia, precum și măsurări și citiri de deplasări sau rotiri ale verigilor executante. Principiul de construcție a *CO*, este în general cel al microscopului sau al telemetrului optic, fiecare cu diferite modificări sau completări, între care se remarcă elementele cu scală de citire a valorilor subdiviziunilor. Aceste elemente se interpun în planul obiectivului sau al imaginii din *CO* și se numesc „rețele", iar obiectivele cu diviziuni (de ex. 1 mm) sînt trasate pe mașina-unealtă. În multe componente optice se mărește imaginea diviziunii și se interpun subdiviziunile de pe rețele, în ocular apărînd o imagine compusă (ex. în fig. 2.1, *a*, în care se citește 69° și 35′). Rețeaua poate interpune în loc de scala subdiviziunilor sau împreună cu ea, un vernier sau nonius, ori „scale transversale", dintre care mai utilizate sînt cele cu „bisectoare" (fig. 2.1, *b* de ex. cota 17,63 mm) sau cu „puncte" (fig. 2.1, *c* ex. cota 3,465 mm).

Schema de construcție a unei componente optice pentru controlul divizării prin „citire directă" este în figura 2.2. Mișcarea periodică (de divizare) se primește la veriga executantă *VE* prin transmisia melcată *TM*, cînd deblochează fixatorul *FX*. Cu arborele verigii executante este solidar discul de sticlă *DG* cu diviziuni în grade (de ex. sexagesimale). Lumina directă de la sursa *SL* și cea reflectată de oglinda *OG* trece prin filtrul *LI*, prin discul gradat *DG* și inelul său de protecție *IP* din sticlă și apoi intră în obiectivul *OB* al microscopului. Imaginea cu diviziunile de pe *DG* este transmisă de la *OB* prin discul „rețea" *RE* cu subdiviziuni, adică cu 60′, în ocularul *OC* al microscopului. Se pot astfel citi grade de pe *DG* și minute de pe *RE*.

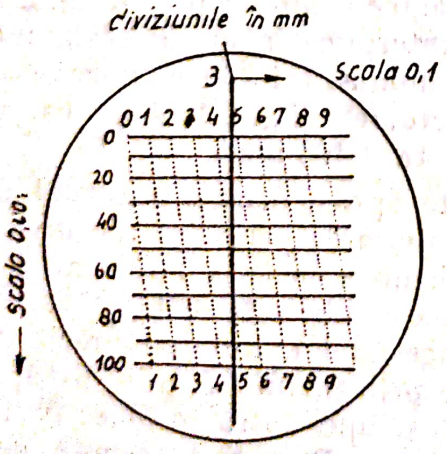
Scanned with OKEN Scanner



a



b



c

Fig. 2.1

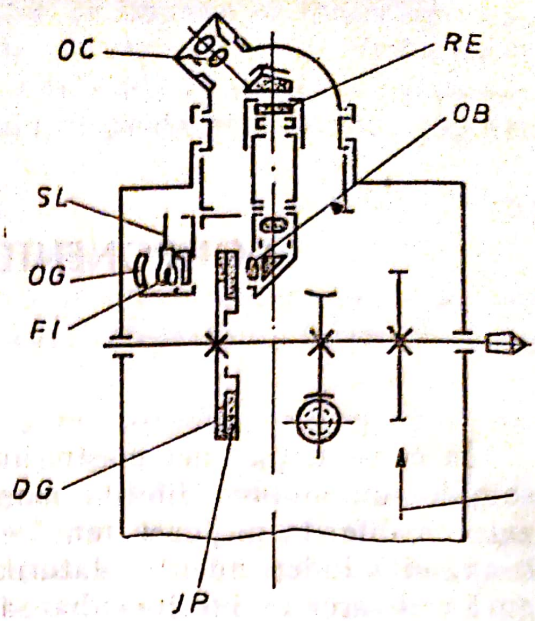


Fig. 2.2

La *CO* pentru verificarea profilelor complexe, se proiectează profilul piesei și sculei pe un ecran ce conține „etalonul". Ecranul este o foaie de calc prinsă între 2 sticle plane *STP* (fig. 2.3) și pe el se desenează cît mai precis la o scară mărită (de ex. 50X) profilul de executat al piesei — deci „etalonul". La aceeași scară se proiectează și imaginea conținînd conturul sculei și piesei, operatorul urmînd a comanda avansurile sculei pentru a obține piesa conform desenului. O schemă optică a unui astfel de microscop cu ecran este în figura 2.3. Ea conține iluminarea de contur *ILC*, cea reflectată *ILR*, oglinzile *OGL* și ecranul *ECR*. Ambele iluminări au „colectoare" cu lentile convergente *COL* și în final sticle de protecție *STP*. Iluminarea de contur *ILC* mai are o diafragmă reglabilă *DFR*, care se micșorează la profile mai groase pentru a reduce penumbrele și apoi „condensatorul" cu lentile *CDL*. Prismele *PRS* schimbă direcția fasciculului. Razele de lumină paralele asigură contrastul cu profil întu-

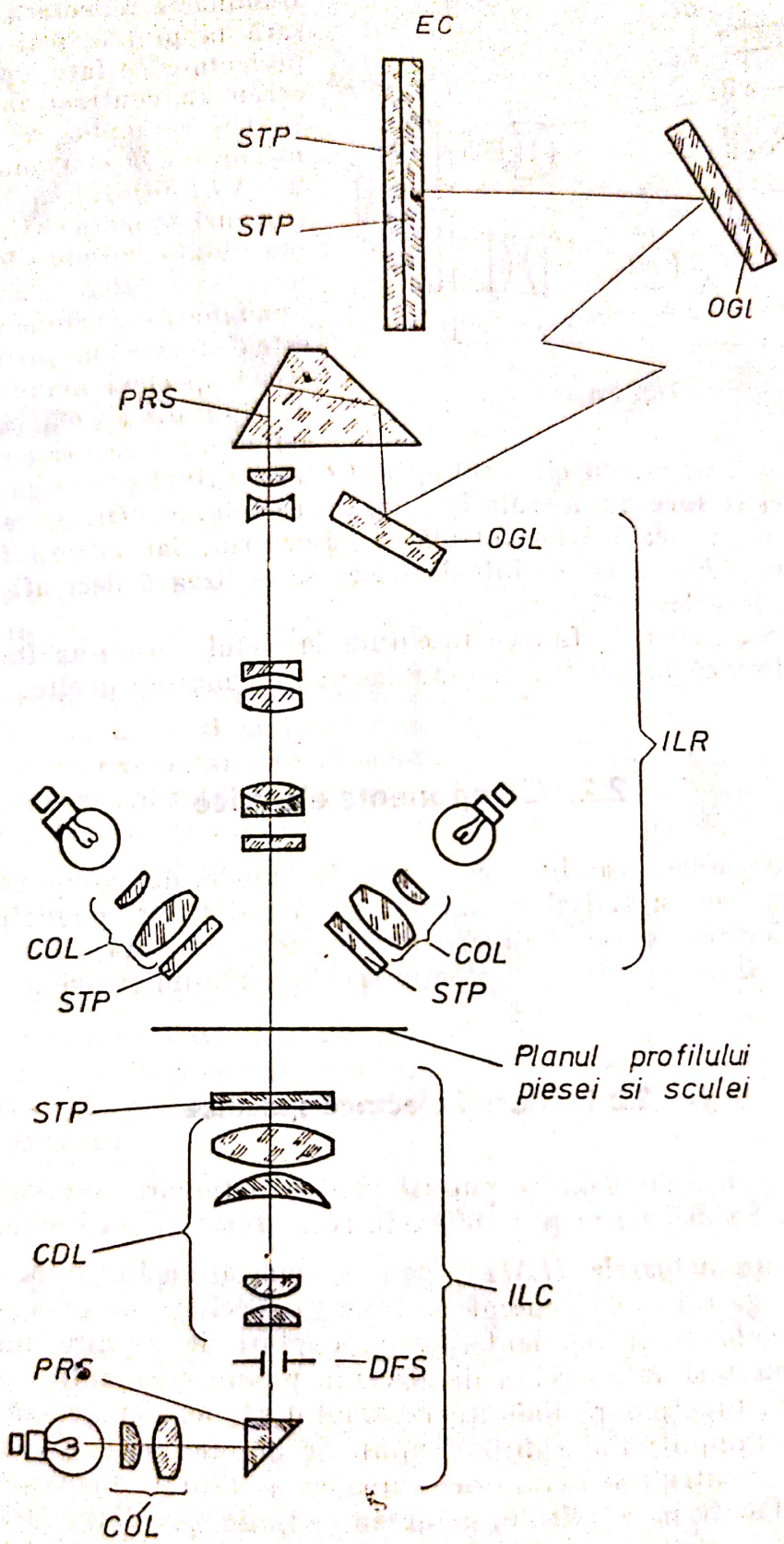


Fig. 2.3

Scanned with OKEN Scanner

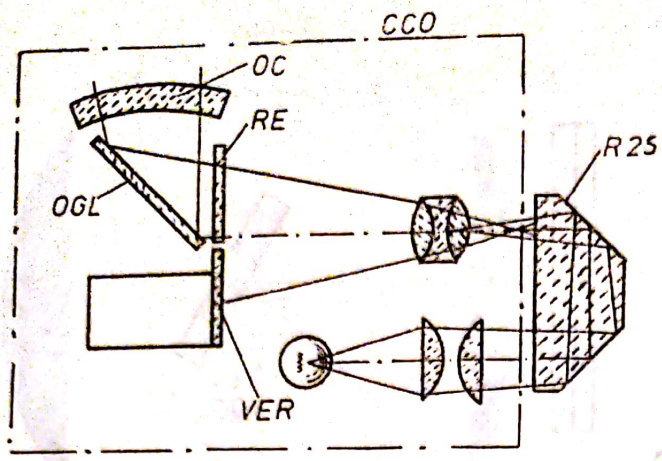


Fig. 2.4

necat și restul alb, luminat. Iluminarea reflectată *ILR*, necesară la profile mai groase sau proiectare pe fața opusă, dă pe ecran un contrast invers.

Un exemplu de *CO* pentru măsurarea și controlul deplasărilor *VE*, utilizat la *MU* care au comenzi numerice (*CN*) are schema redată în figura 2.4. Rigla cu două scale *R2S* — una în mm și una binară cu incrementul de 0,1 — este de forma unei prisme și dintr-o sticlă specială având coeficientul de dilatare aproximativ egal cu al fontei din care este piesa pe care ea se montează. Capul cu cititorul optic *CCO* este fixat pe veriga executantă. Afișarea cotei se face după scala în mm, prin oculatorul *OC* și rețeaua *RE* a subdiviziunilor cu scală transversală și bisectorul, iar citirea fotoelectrică prin vernierul *VER* și celule fotoelectrice. Se realizează deci afișarea optică și măsurarea fotoelectrică.

Pe lîngă realizarea de funcții integrate în ciclul mașini-unelte, aparatele optice se utilizează la verificările sau încercările mașinii-unelte.

2.2. Componente electrice

Extrem de numeroase în mașinile-unelte moderne, componentele electrice cuprind mașini și mai ales aparate electrice și electromagnetice, precum și elemente electronice de o diversitate foarte mare. Majoritatea *CE* sînt de uz general, însă o parte sînt practic specifice mașinilor-unelte.

2.2.1. Mașini electrice specifice

Constituie sursa de bază a puterii pentru acționări, dar sînt frecvente și în comenzi. Se utilizează practic exclusiv motoare și generatoare rotative.

2.2.1.1. **Electromotoarele** (*EMT*) pentru mașini-unelte trebuie să îndeplinească pe lîngă cerințele generale și condiții specifice mașinilor-unelte, ca: rigiditatea caracteristicii moment-turație, cupluri de pornire mari, turație variabilă din mers și sub sarcină de obicei la putere constantă, uniformitate la turații joase, funcționare liniștită (zgomotul să nu depășească cca 55 db) și fără vibrații (amplitudini sub 0,05 mm). Se impune deci și o bună echilibrare dinamică, pentru a se evita orice sursă de oscilații. Evident aceste cerințe nu pot fi satisfăcute în totalitate, de aceea se tinde spre *EMT* destinate spe-

---

Este utilizat în comanda numerică a unei mașini de alezat și găurit în coordonate, produsă de firma *OERLIKON* din Elveția.

Scanned with OKEN Scanner

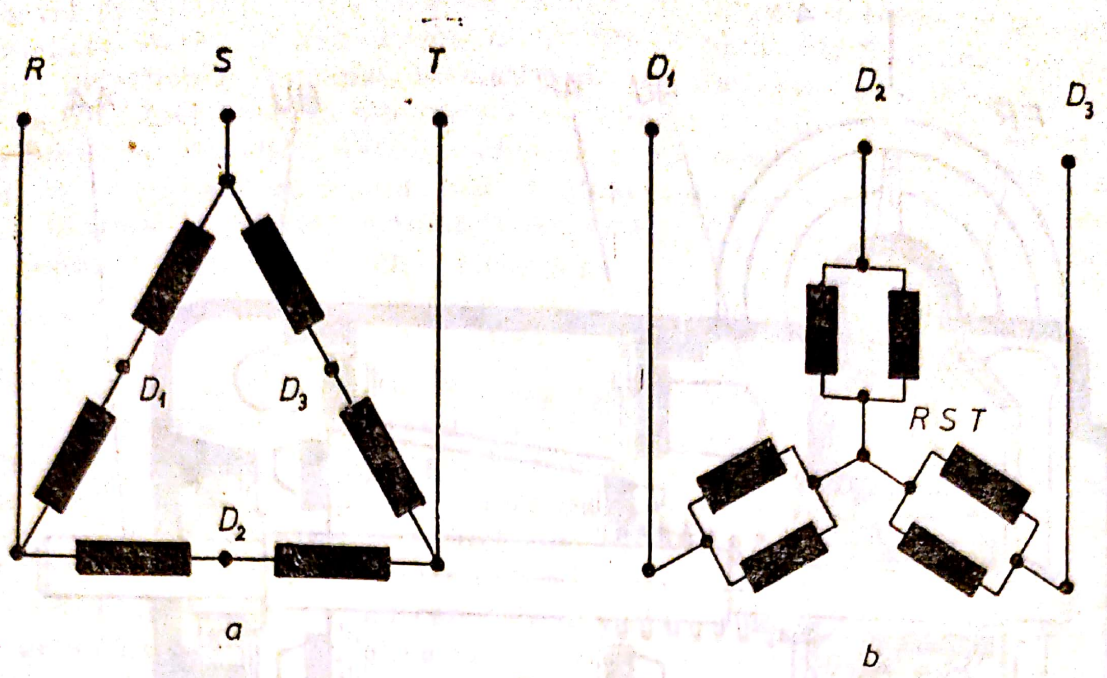


Fig. 2.5

cial mașinilor-unelte. În general se pot deosebi trei genuri de *EMT* pentru mașini-unelte: asincrone trifazate, de *CC* și speciale, între ultimele impunîndu-se motorul pas cu pas (*MPP*).

A. Electromotorul asincron trifazat (*EMAT*) rămîne încă tipul cel mai utilizat, cu una, două și mai rar trei turații, deoarece este simplu, ieftin, robust, sigur în exploatare, se alimentează direct de la rețea și se comandă cu aparatură normalizată. Principalul său dezavantaj constă în dificultatea de variație a turației în afara treptelor sincrone. La *EMAT* cu două turații comutarea polilor este avantajos să se execute după schema denumită „la putere constantă" (fig. 2.5), trecîndu-se de la conexiunea în triunghi (fig. 2.5, *a*) la cea în dublă stea (fig. 2.5, *b*) sau invers. Puterea constantă e avantajoasă deoarece vitezele mici corespund la forțe și momente de lucru mai mari.

În țara noastră*) se produc *EMAT* cu 2 turații cu puteri pînă la 40 kW; *EMAT* cu trei turații sînt mai rar folosite, iar diferența lor de cost este evident mai mare decît la cele cu 2 turații. Este necesar ca orice *EMAT* pentru mașini-unelte să posede caracteristici exterioare modificate (fig. 2.7, *b*). Astfel se cere ca:

$$\alpha=\frac{M_{ip}}{M_n}\rightarrow\text{maxim};\quad \lambda=\frac{M_{max}}{M_n}\rightarrow\text{maxim};\quad \frac{I_{ip}}{I_n}\rightarrow\text{minim}, \qquad (2.1,a)$$

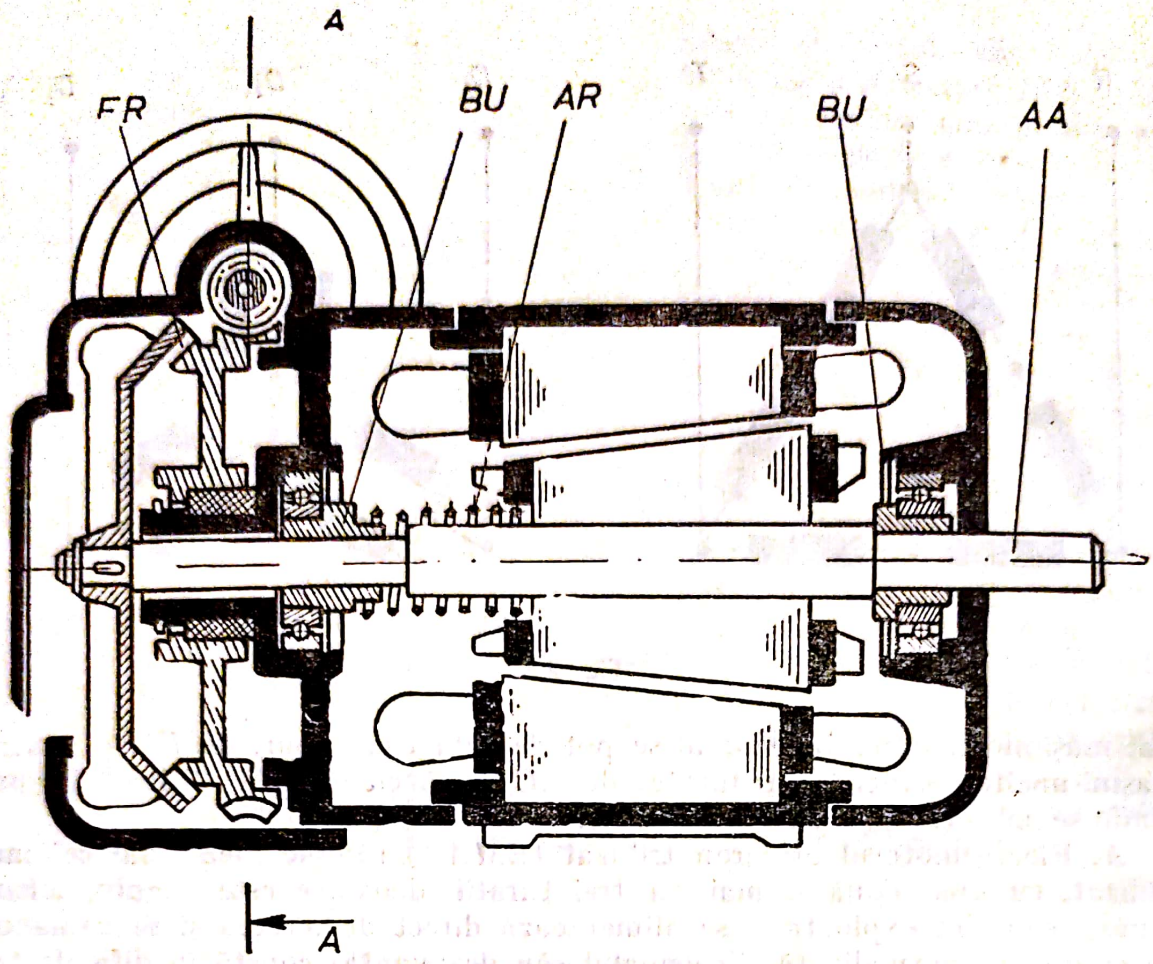
unde M_{ip}, M_{max} și M_n sînt cuplul inițial de pornire, respectiv maxim și nominal; I_{ip} și I_n — curentul inițial de pornire și respectiv nominal. Mai exact, se consideră necesar ca:

$$\left(\frac{M_{ip}}{M_n}\right)_{min}\geqslant 2{,}7...2{,}9 \text{ și } \left(\frac{I_{ip}}{I_n}\right)_{max}\leqslant 4...6, \qquad (2.1,b)$$

rotoarele fiind cu rezistență mărită. Se impune deci o gamă specială de *EMAT* pentru mașini-unelte, gamă care să satisfacă condițiile (2.1, *b*), să aibă zgomot

*) Întreprinderea *Electromotor*, Timișoara.

Sectiunea B-B



Sectiunea A A

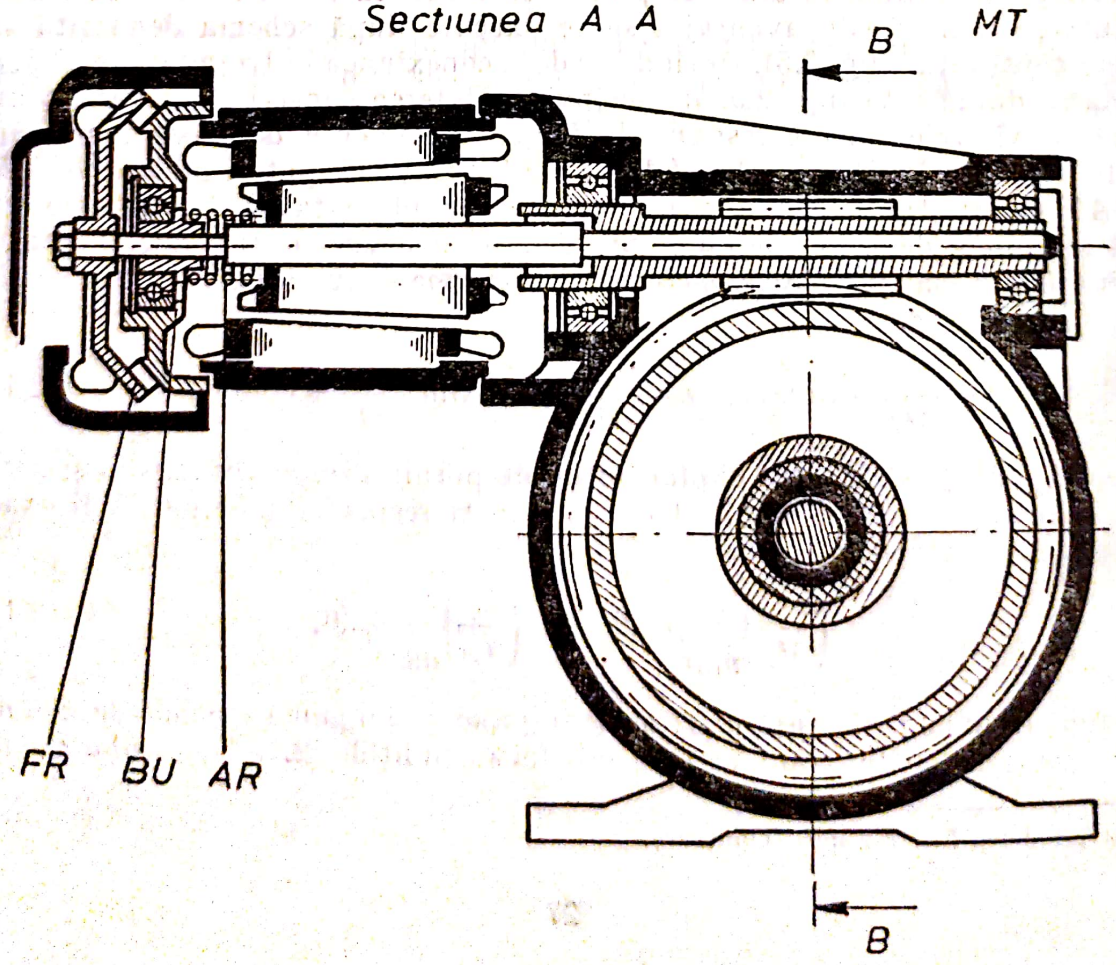


Fig. 2.6

Scanned with OKEN Scanner

și nivel de vibrații redus și două turații. Se impun și forme constructive schimbate. Astfel pentru mașini de rectificat plan *EMT* trebuie construit direct pe arborele principal, la mașini de instalare este avantajoasă o soluție cu frînă înglobată, în alte cazuri se combină cu reductoare sau variatoare mecanice de turație. *Pentru obținerea unor turații* $n>300$ *rot/min*, s-au realizat și *EMAT* cu stator rotitor alimentat printr-un colector, statorul fiind lăgăruit în carcasa acționării respective. Ca rezultat turația arborelui de ieșire — n_{AE}, rezultă din însumarea:

$$n_{AE}=n_{ST}+n_{RT}, \qquad (2.2)$$

unde n_{ST} este turația statorului; n_{RT} — turația rotorului.

La mașini-unelte mai mari, pentru deplasări de instalare, cu viteză rapidă și apoi redusă — de poziționare — s-a realizat un grup constructiv din 2 *EMAT* legate printr-o transmisie melcată reductoare și avînd intrefiere conice și frîne conice, cu fricțiune, înglobate. Un exemplu de acest gen este redat în figura 2.6. Electromotorul mare realizează mersul rapid, iar cel mic poziționarea la cotă, mișcarea de la ambele transmițîndu-se prin arborele de acționare *AA*. La pornirea oricăruia din electromotoare, rotorul este tras axial, arcul respectiv *AR* se comprimă, se decuplează frîna *FR* și începe rotirea. La întreruperea alimentării și deci la comanda opririi, fazele induse cu frînarea asigură oprirea imediată a rotorului și deci a mișcării pentru a se obține precizia cotei de instalare. După cum se observă arborii electromotoarelor lunecă în bucșele *BU* și în melcul tubular *MT*. Astfel de grupuri se utilizează și cu electromotoare avînd două turații, cu care se realizează accelerări și frînări cu trepte în și din mișcarea rapidă și respectiv două viteze de poziționare, deci economie de timp, și energie la mers rapid și precizie mai bună la poziționare. Totodată se obține și un lanț cinematic cu mai puține verigi mecanice, deci mai simplu.

În condiții diferite, trebuie construite și *EMAT* utilizate la turații $n_s>$ >50 rot/sec, deci cu frecvențe de 500 ... 2000 Hz, motoare utilizate la rectificări interioare. Miezurile magnetice ale acestora se execută din tole mai subțiri, lagărele cu rulmenți speciali pentru turații de exemplu pînă la 1700 rot/sec, iar echilibrarea dinamică este mai severă decît a *EMT* pentru turații normale. În figura 2.7, *a* sînt redate caracteristicile cuplu-turație a unui astfel de *EMAT*.

Se menționează și electromotorul de moment, care dezvoltă un cuplu maxim la oprirea completă a rotorului, suportînd un timp curentul de scurt-circuit. Caracteristica sa de moment este în figura 2.7, *b*, în comparație cu a unui *EMAT* de uz general. Se utilizează în comenzi, la prinderi, pentru elemente de blocare a subansamblelor.

B. Electromotoarele de *CC* (*EMCC*) sînt mai scumpe, de 3 ... 5 ori, decît *EMAT*, mai puțin robuste și mai puțin sigure în exploatare, au gabarit și greutăți mai mari la putere egală. Unicul lor avantaj din punct de vedere al mașinilor-unelte constă în posibilitatea de variație a turației din mers și sub sarcină. În ultimele decenii, s-au dezvoltat mult variantele constructive și performanțele, astfel că actualmente, în unele țări, cca. 40% din totalul acționărilor de avans la mașinile-unelte noi cu *CN* și la centre de prelucrare sînt cu *EMCC*. Un mare număr de modele se oferă cu *EMCC* și pentru acționarea principală, evident la prețuri mai ridicate. Extinderea bruscă a utilizării, se datorește introducerii unor noi modele de *EMCC*, care au posibili-

Scanned with OKEN Scanner

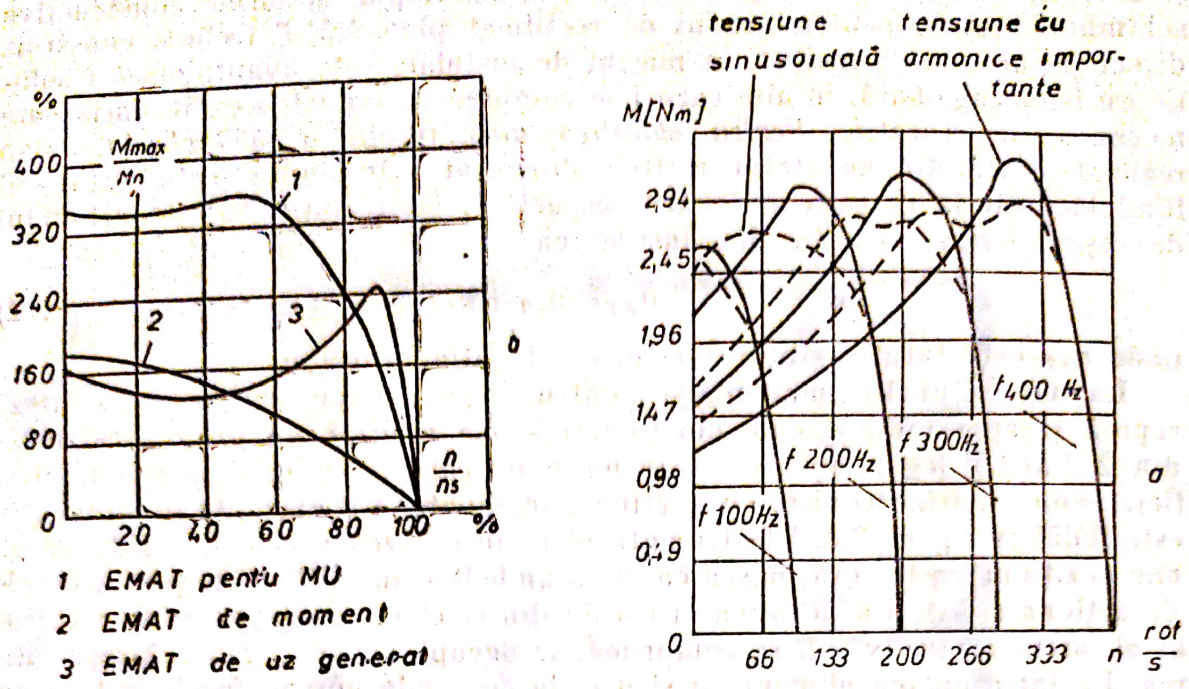


Fig. 2.7

tăţi de a obţine intervale mari de reglare a turaţiei, de exemplu $I_n = 10\,000...$ 40 000, caracteristici dinamice bune, durate tranzitorii scurte de accelerare şi frînare. Reglarea turaţiei se obţine în principal prin variaţia tensiunii rotorice la flux de excitaţie constant, variaţie obţinută prin sisteme cu tiristori. Modificările principale ale noilor modele constau în eliminarea ancoşelor şi lipirea bobinelor de rotor sau realizarea de bobinaje rotorice imprimate, ceea ce reduce inductivitatea şi neuniformitatea turaţiei, îmbunătăţeşte comutaţia şi răcirea bobinelor, permiţînd creşteri de curenţi, apoi adoptarea de rotori cu diametru mic şi lungi sau rotori disc, deci cu GD^2 mic, introducerea magneţilor permanenţi cu performanţe ridicate în stator. Evident, fiecare soluţie necesită tehnologii speciale şi nu se pot întruni toate avantajele. Important este ca să permită supraîncărcări maxime pe durate cît mai mari, precum şi viteze cît mai mari de creştere a curentului (în amp/s), pentru a se obţine accelerări şi frînări rapide. În tabelul 2.1 sînt concentrate caracteristici pentru trei tipuri de astfel de *EMCC*, corespunzătoare pentru acţionările maşinilor-unelte cu comandă numerică şi a centrelor de prelucrare (*CP*). Se observă că şi cele cu rotor disc produse de ICEE—Bucureşti, cu puteri pînă la 5,5 kW, sînt de asemenea cu magneţi permanenţi, însă s-au menţinut denumirile obişnuite. Timpii de supraîncărcare, sînt evident dependenţi de mărimea supraîncărcării, după cum rezultă din figura 2.8 pentru motoarele „Siemens". Cuplul nominal mare la primele permite cuplarea direct la şurubul de avans, ceea ce simplifică lanţul cinematic. La *EMCC* cu întrefier axial şi rotor disc (de ex. *SMU* şi *SMUTI*), ca şi la alte *EMCC* turaţia este dată de tensiune, iar momentul de curent, adică:

$$M_u = K_T I - M_p \qquad [\text{Ncm}], \tag{2.3}$$

unde: M_u, M_p sînt cuplul util disponibil şi cel corespunzător pierderilor; K_T — cuplul pe amper, în Ncm/A; I—curentul, în A. La tensiunea con-

TABELUL 2.1

Tipul și producătorul	Momente nominale Nm	Turație $\frac{rot}{min}$ min.	Turație $\frac{rot}{min}$ max.	Curent impulsional maxim xIn	Timp de accelerare	Alte caracteristici
IGS2, firma „Siemens" RFG; puteri pînă la 7,5 kW viteză de curent 2000 amp/s	6,8 ... 43	0,6	6000	10 × In	10 ms pt. 0 ... 1000 rot/min la $GD^2=\frac{1}{2}$	Pulsația turației 10% la 2 rot/min
Cu magneți permanenți S.U.A., Japonia, Elveția. Puteri 20 kW	0,3 ... 20 7,3...37,5	0,2	3000	10 × In	(8...15) ms	Timp 1s pentru M-max
Cu rotor disc și intrefier axial. AXEM-Franța, ICEE-România, cu modelele: SMU și SMUTI	0,57...17 1...34 (rotor dublu)	0,1	3600	(6,5...6,9) In	(7...11)m s	Schimbate pentru modelele ARS și MRDV de la ICEE

stantă de alimentare, turația scade liniar cu sarcina, conform caracteristicii mecanice $n-M$ (fig. 2.9), scădere dată de panta K_n [rot/min/N·cm]= 10,5...0,1, iar aceasta scade cu creșterea puterii.

C. Motorul pas cu pas (*MPP*) se utilizează și ca electromotor de acționare și ca element în comenzi. Esențialul în funcționarea sa constă în rotirea arborelui de ieșire cu un anumit unghi constant pentru fiecare impuls electric primit la alimentare. Realizează deci o însumare de „incremente", viteza unghiulară fiind proporțională cu frecvența impulsurilor. El este totodată un convertor numeric-analogic. Principiul unei variante de construcție avînd alimentare cu tensiune continuă și 3 statoare cu 3 rotoare fixate pe același arbore, se poate urmări în figura 2.10. Statoarele *ST*1-2-3 și rotoarele *RT*1-2-3 au același număr de dinți, bobinajul statoarelor fiind astfel ca să formeze poli alternați. Cînd unul din cele trei statoare este alimentat cu tensiune, dinții rotorului corespunzător se rotesc cu un unghi $\frac{2\pi}{z}\cdot\frac{1}{3}$, astfel ca reduc-

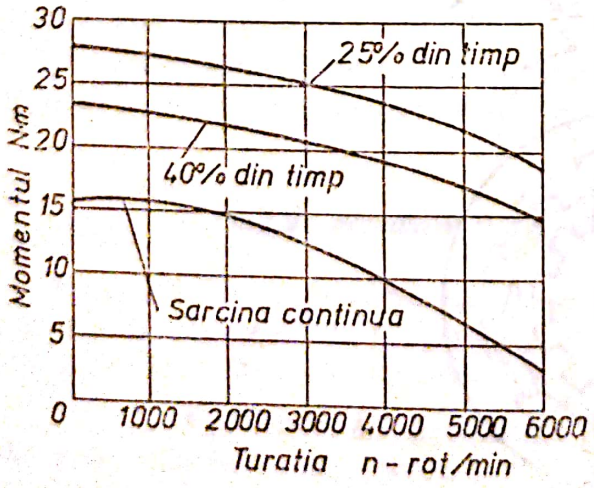


Fig. 2.8

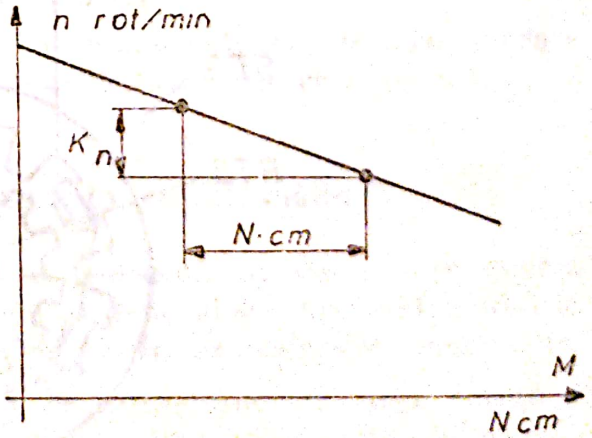


Fig. 2.9

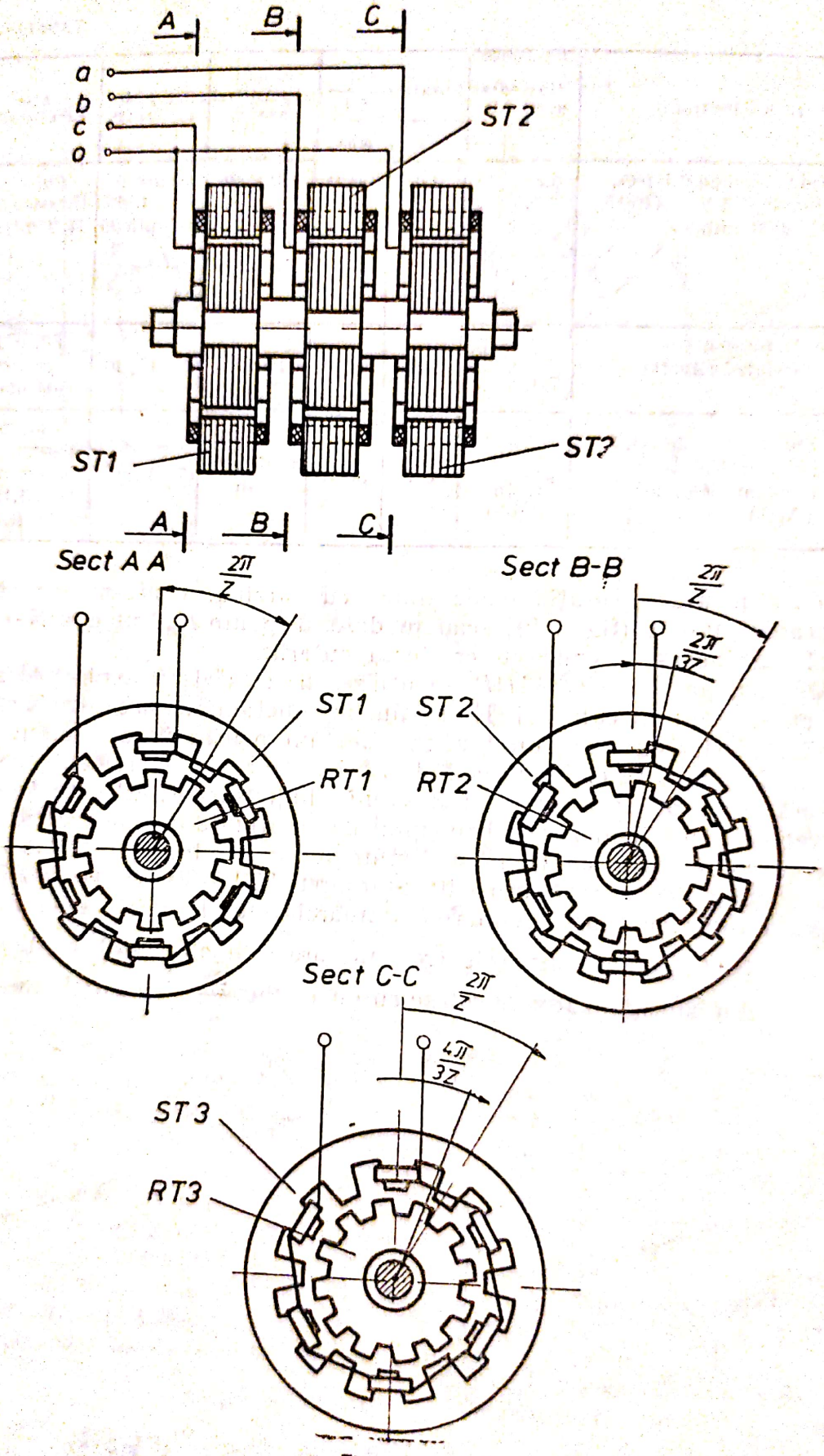


Fig. 2.10

Scanned with OKEN Scanner

tanța magnetică a circuitului magnetic să fie minimă, adică dinții statorului și ai rotorului să fie față în față. Decalajul de $\frac{2\pi}{z}\cdot\frac{1}{3}$ și alimentare succesivă la bornele *a*, *b*, *c* a înfășurărilor statorice, asigură rotația rotorului într-un sens contrar la inversarea sensului de alimentarea a înfășurărilor statorice. Unghiul de rotire pentru fiecare alimentare (impuls) la un stator și anume $\alpha=\frac{360°}{3z}=\frac{120°}{z}$ se numește *unghi de pas* și are la diferite modele valori între 1,5° și 15°.

Într-o altă variantă de *MPP*, numit „bifazat", numărul de dinți la rotor $-z_r$ este diferit de cel al statorului z_s, de exemplu $z_s=z_r-1$. La un impuls de alimentare se va roti deci cu $\frac{1}{5}$ din pasul polar. Oricare ar fi soluția de construcție a *MPP*, cuplul depinde de unghiul de rotație, anulîndu-se pentru (1,5 ... 2)α, după care inversează de sens. Frecvențele de lucru sînt de la 3 pînă la 6 000 Hz, iar la cele perfecționate pînă la 16 000 Hz. La frecvențe mari lucrează ca un motor sincron. Funcționarea depinde mult de modul de alimentare cu impulsuri. De obicei frecvența maximă se dă în gol, iar în sarcină funcționarea se schimbă. În țara noastră se construiesc *MPP*, cu cupluri dela 0,05 Nm la 20 Nm*).

În general, *MPP* sînt adecvate pentru puteri pînă la 1 kW, cu cupluri mici, la care au gabarite și grutăți acceptabile. De aceea ca motoare pentru acționări se utilizează numai la mașini-unelte cu forțe de lucru neglijabile (electroeroziune, de rectificat etc.) și cu verigi executante, avînd frecări cu rostogolire. În rest *MPP* este utilizat ca element de comandă al amplificatoarelor hidrostatice de cuplu.

2.2.1.2. **Generatoarele** (*GE*) sînt foarte puțin utilizate ca mașini energetice, în fluxul de putere al mașinilor-unelte, respectiv ca generatoare de c.a. trifazat cu frecvență ridicată, pentru *EMAT* cu $n_s>3\,000$ rot/min și cînd se antrenează cu turație variabilă. Un alt caz este al generatoarelor de *CC*, pentru alimentarea unui *EMCC*, grup cunoscut sub denumirea de „*Ward-Leonard*" și la care *GE* este antrenat de un *EMAT*. În ambele situații *GE* și *EMT* de antrenare constituie subansamble distincte și care nu au modificări specifice mașinilor-unelte, cu respectarea cerințelor de zgomot și vibrații menționate anterior (punctul 2.2.1.1).

Un mare număr de *GE* se utilizează ca tahogeneratoare, deci ca aparate de reglare în părțile de comandă și se vor menționa în cele ce urmează.

2.2.2. Aparate electrice utilizate în mașini-unelte

Nomenclatura, tipodimensiunile și complexitatea acestora este foarte variată, se utilizează în majoritate aparate de uz general și foarte puțin modele specifice *MU*. Se pot deosebi: *aparate de comutație*, *de reglare* și *indicatoare*.

2.2.2.1. **Aparatele de comutație** (*AEC*) se caracterizează prin acțiunea de ieșire discontinuă, executînd comutări prin intermediul contactelor galvanice sau al circuitelor comutabile fără contacte galvanice. Ambele se numesc

*) La Institutul politehnic Cluj-Napoca, cu frecvențe maxime în gol de la 390 la 2 000 imp/sec

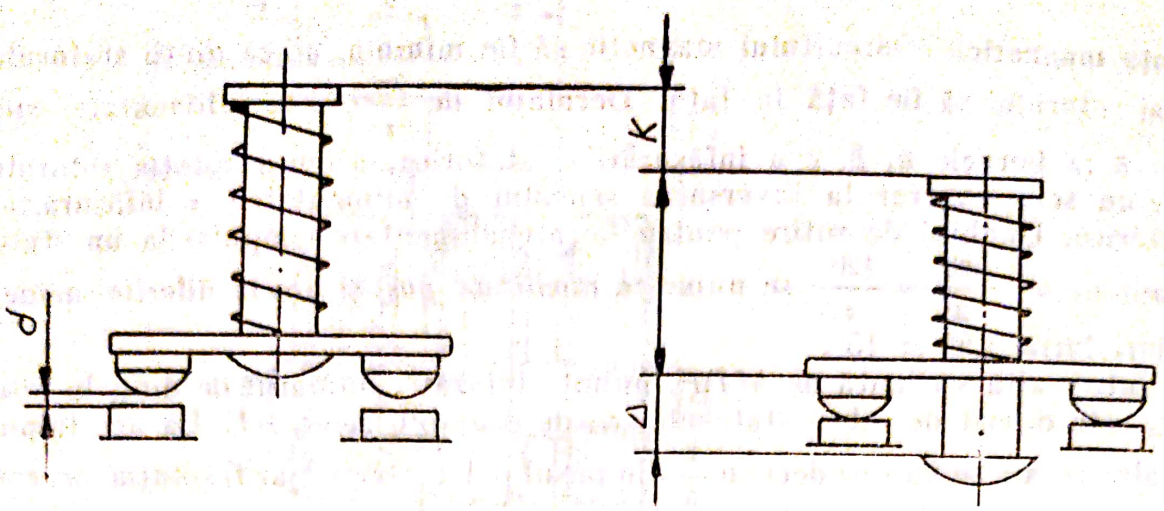


Fig. 2.11

generic *contacte*. Au deci din punct de vedere funcțional cele 2 poziții: *normală* (deschis —*n.d.*, sau închis —*n.î.*) și *comandată*.

Majoritatea comutărilor se fac însă cu contacte galvanice, care au caracteristice două mărimi: intervalul contactelor δ și presarea contactelor Δ (fig. 2.11). Se observă că pentru închidere se parcurge cursa $K=\delta+\Delta$. Pentru buna funcționare trebuie să se respecte intervalul δ și presarea Δ. Vibrațiile de orice fel ale mașinilor-unelte sînt dăunătoare și de aceea aparatele se montează de regulă în dulapuri separate, izolate de fundația mașinii.

Dezavantajul contactelor galvanice constă în durata și siguranța relativ redusă, datorită oxidării, care provoacă uzură și defecțiuni. De aceea indicii principali ai *AEC* cu contacte galvanice includ numărul de comutări total (cel puțin cîteva milioane), comutări în unitatea de timp (de ex. 500 ... 5 000 pe oră), curenții de lucru (cei maximi), gabarite totale etc.

În funcție de modul de transmitere al comenzii se deosebesc mai multe tipuri:

a. Aparatele electrice de comutație (*AEC*) cu comandă manuală, sînt în general butoane și întrerupătoare. La acestea este important ca viteza de comutare să nu depindă de viteza mișcării de comandă, de aceea au un moment de comutare de la arcuri și se numesc corect cu *viteză de comutare independentă*. Se utilizează o mare diversitate de întrerupătoare: cu manetă centrală, cu pîrghie etc., precum și cu diferite combinații de contacte (*n.î.* și *n.d.*).

b. AEC cu comandă mecanică se comandă prin mișcarea unui component al mașinii-unelte, de aceea se mai numesc cu comandă *după cale* sau *după cursă*. Se pot distinge cîteva grupe: comutatoare de cale și microcomutatoare.

Comutatoarele de cale, numite și *limitatoare de cursă* (cînd comandă finele acesteia), se construiesc cu una sau cîteva perechi de contacte și de regulă cu viteză de comutare independentă. Sînt modele cu contacte reajustabile sau nu, cu revenire automată sau nu la dispariția acțiunii de comandă, comandă de la mișcarea unui component sau a două componente, în unul sau două sensuri, cu forme diferite ale tijei, pîrghiei sau rolelor de comandă, cu viteză de comutare reglabilă etc. Pentru protecția contra pulberilor abrazive, a

Scanned with OKEN Scanner

prafului, particulelor de metal, uleiului, lichidelor de răcire-ungere și a altor corpuri, existente de obicei în locurile de montaj pe mașini-unelte, construcția se execută etanș, cu garnituri, notate la exemplele de comutatoare din figura 2.12. Elementele *EC*, care transmit comanda, se construiesc cu racordări, se dispun la anumită distanță *DS* (fig. 2.12), astfel ca să păstreze o cotă de siguranță *SI* din cursa organului de comandă al comutatorului, organ ce nu trebuie să depășească o anumită viteză maximă (de ex. $v_{ec\ max}=0{,}5$ ... 1 m/sec pentru $\alpha=45°$ ... 30°), care trebuie corelată cu viteza componentului mobil de la care se primește mișcarea de comandă. Cotele de montaj se stabilesc în funcție de diagramele de funcționare exemplificate în figura 2.12, la scară mărită. Precizia punctului de comutare la repetarea comenzii (repetabilitatea), trebuie să fie de cca $\pm 0{,}01$ ... 0,05 mm. Numărul total de comutări ajunge la $5 \cdot 10^6$ ... $20 \cdot 10^6$ și scade cu tensiunea, intensitatea și felul curentului. Pentru comutări mai multe se poate recurge la construcții fără contacte galvanice.

Microcomutatoarele, numite și *microlimitatoare*, conectează o bornă comună la una din alte două borne. Ele au gabarit mai redus decît comutatoarele, deplasarea butonului de comandă mai mică: cca 0,2... 0,8 mm, execută comutarea mai rapid și cu o forță mai mică, de exemplu maxim 0,5 ... 1 N. Schema constructivă a unui microcomutator*) este redată în figura 2.13. Lama cu contacte *LC* comutează borna comună dela contactul *n.î.* la cel *n.d.*, fiind acționată la apăsarea butonului *BT* prin intermediul arcului *AC*, care asigură viteza de comutare independentă. Vederea din figura 2.14 este a unui alt model pentru fixare în găuri. Se observă dimensiunile din cotare.

La comenzile secvenționale ale ciclurilor de lucru se utilizează blocuri de microcomutatoare, montate într-o singură carcasă bine protejată sau etanșă. O vedere a unui astfel de bloc este în figura 2.15. În general microcomutatoarele au putere redusă la contacte și de aceea se utilizează pentru comenzi primare. Montajul lor pe mașini-unelte se prevede în locuri protejate. Comutatoarele de cale fără contacte galvanice, execută comutarea pe baza caracteristicii de releu la ieșire; deși de perspectivă, sînt încă puțin folosite fiind mai complexe și mai scumpe.

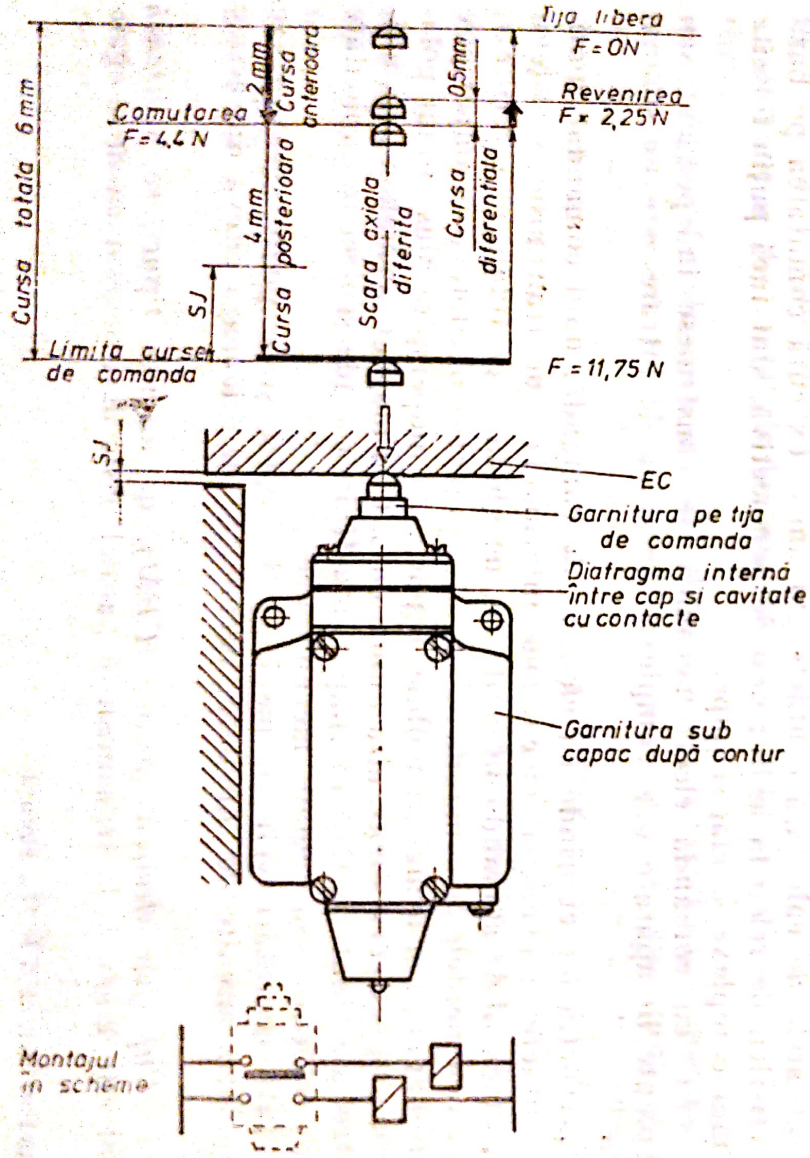
c. *AEC* cu comandă electromecanică, se construiesc independent sau ca elemente în aparate mai complexe. Acțiunea de intrare este un semnal electric.

Construcția lor cuprinde un element de comandă, unul comandat conținînd contacte și eventual mecanisme intermediare de transmisie a forțelor de la elementul de comandă la contacte, de ghidare, de fixare în poziții etc. Multe au elementele de comandă cu circuite magnetice obținute prin amperspire (electromagneți) și armături mobile, o parte au amperspire plus circuit polarizat cu magnet permanent, alta numai circuit cu magnet permanent. La ultimele trebuie ținut cont că în timp magnetizarea scade și deci în exploatare trebuie refăcută sau reglate mecanismele.

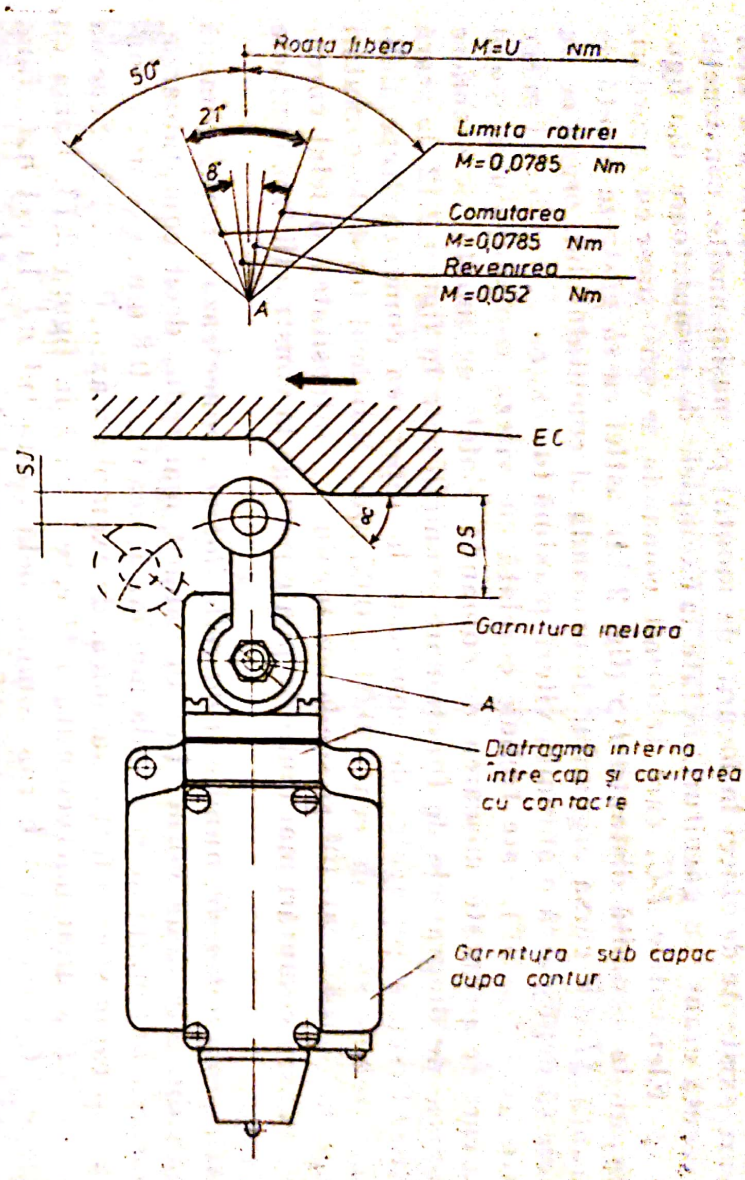
Durata comutării este în medie 0,01 ... 0,5 s, și se poate accelera sau întîrzia prin circuite de comandă speciale. Se menționează cîteva din aceste *AEC*.

C-1. *Cuplajele electromagnetice* (*CEM*), de diferite tipuri, se utilizează normal cîte 2 sau 3, la transmisii în paralel. Este deci necesar ca să se egali-

*) Model al firmei *C.E.M.*, Franța.


Tija libera
F=ON
Revenirea
F= 2,25N
Comutarea
F=4,4N
Cursa totala 6mm
2mm
Cursa exterioara
4mm
Cursa posterioara
SJ
Limita cursei de comanda
Scara axiala diferita
05mm
Cursa diferentiala
F=11,75N
EC
Garnitura pe tija de comanda
Diafragma interna între cap si cavitate cu contacte
Garnitura sub capac după contur
Montajul în scheme

a


Roata libera M=U Nm
50°
21°
8°
Limita rotirei
M=0,0785 Nm
Comutarea
M=0,0785 Nm
Revenirea
M=0,052 Nm
A
EC
SJ
α
OS
Garnitura inelara
A
Diafragma interna între cap și cavitatea cu contacte
Garnitura sub capac dupa contur

b

Fig. 2.12

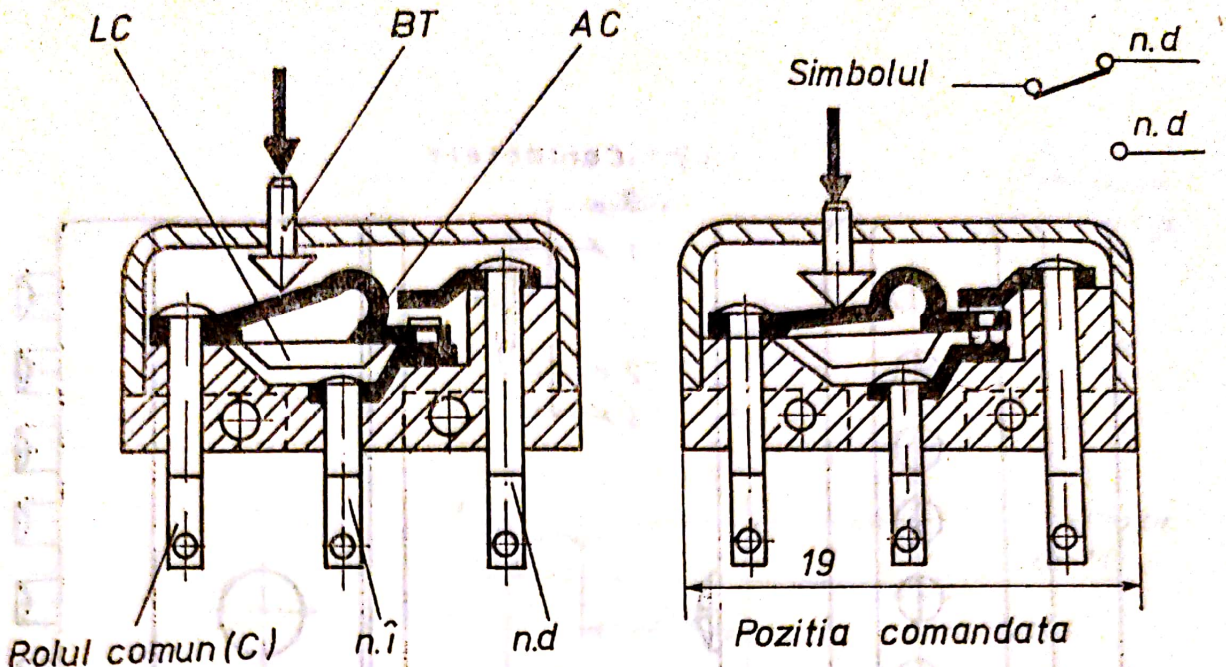


Fig. 2.13

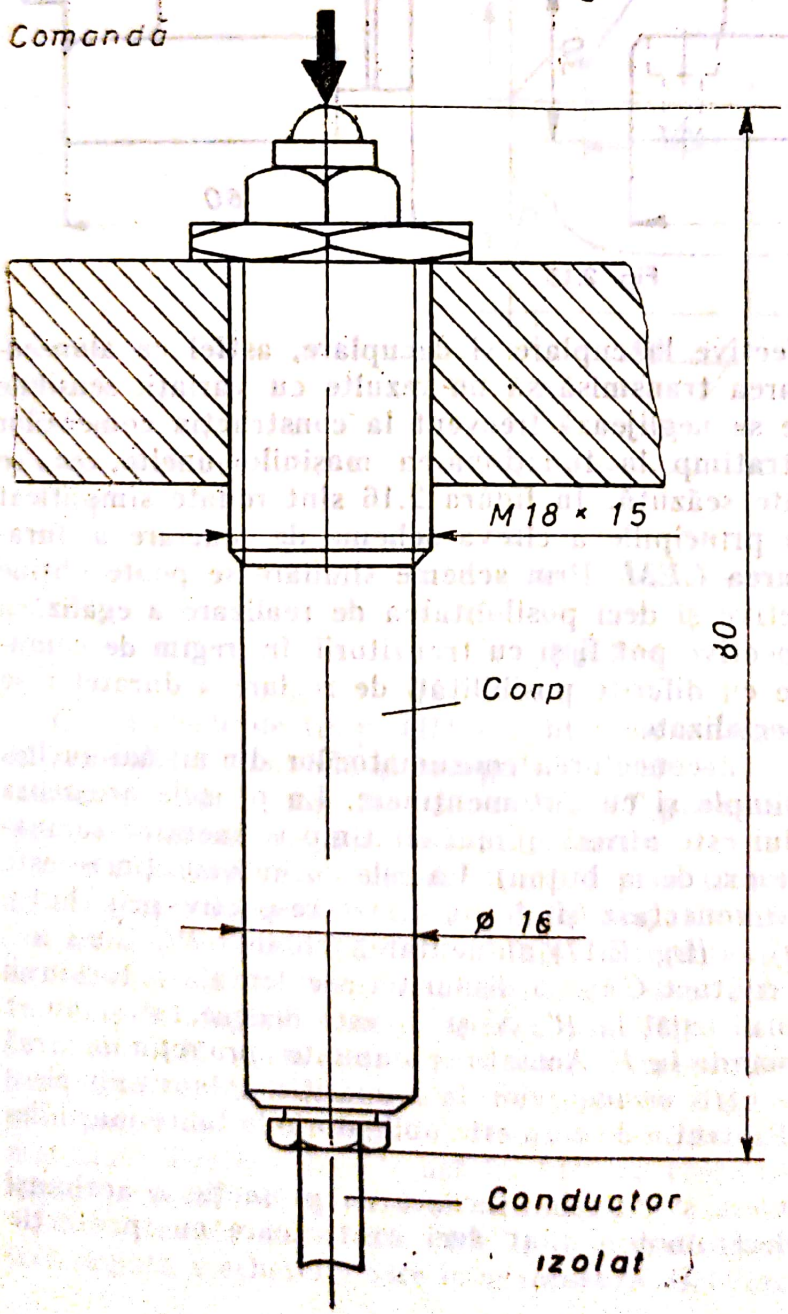


Fig. 2.14

Scanned with OKEN Scanner

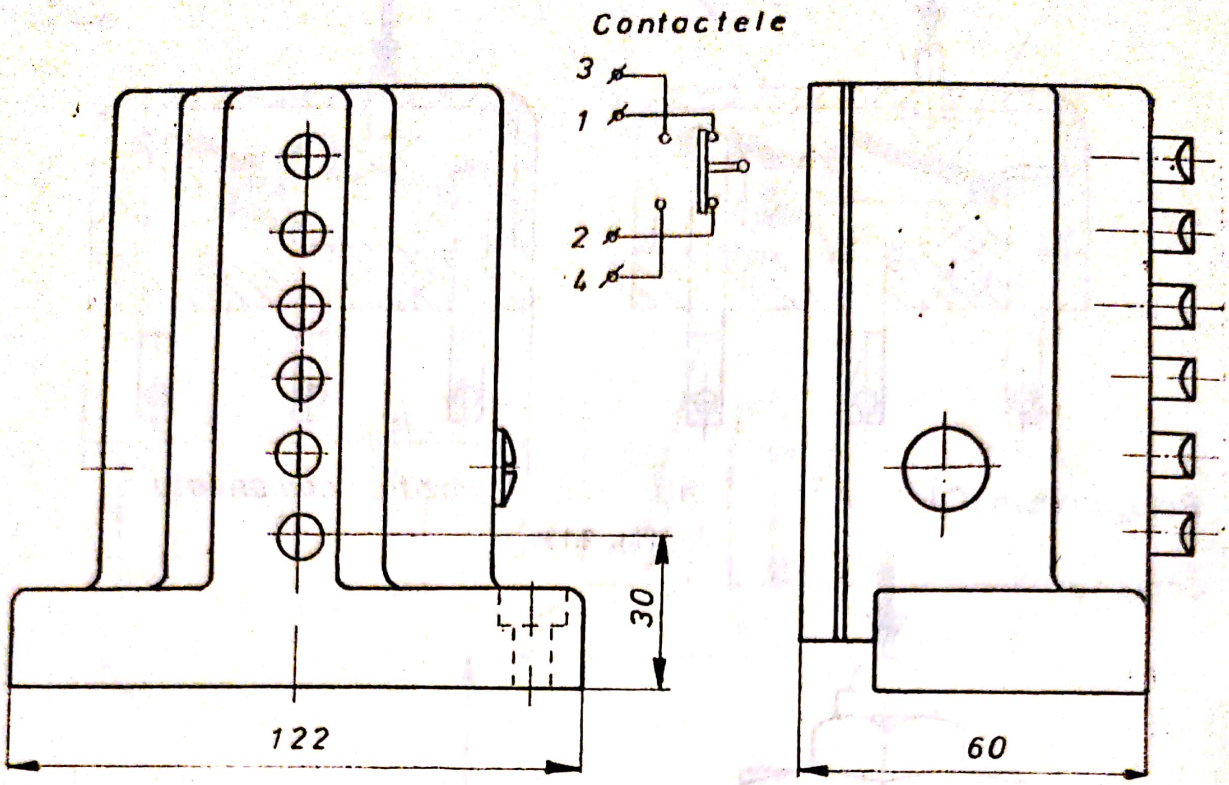


Fig. 2.15

zeze duratele tranzitorii efective la cuplare și decuplare, astfel ca alunecările să fie minime și mișcarea transmisă să nu rezulte cu variații sensibile de viteză. Această condiție se neglijează frecvent la construcția comenzilor *CEM* ce lucrează în contratimp la funcționarea mașinilor-unelte, ceea ce duce la pierderi și fiabilitate scăzută. În figura 2.16 sînt redate simplificat (fără comanda contactelor) principiile a cîteva scheme de scurtare a duratelor tranzitorii la anclanșarea *CEM*. Prin scheme similare se poate obține și lungirea duratelor respective și deci posibilitatea de realizare a egalizării menționate. Contactele respective pot fi și cu tranzitorii în regim de comutație. Astfel de componente cu diferite posibilități de reglare a duratelor se produc în întreprinderi specializate.

C-2. Contactoarele servesc la conectarea consumatorilor din mașini-unelte. Se deosebesc contactoare simple și cu automenținere. La primele armătura cu contactele consumatorului este atrasă numai cît timp se menține semnalul de comandă exterior (de ex. de la buton). La cele cu automenținere este necesar numai semnalul de conectare și deconectare, respectiv prin butonul *P* (pornire) și *O* (oprire), — (fig. 2.17) alimentarea bobinei *BC* fiind asigurată între semnale de un contact *CA*. La dispariția accidentală a tensiunii (la *R*, *S* sau *T*), consumatorul legat la *R'*, *S'* și *T'* este deconectat și nu se revine decît prin o nouă comandă la *P*. Aceasta se numește *„protecția de zero"* și asigură mașinile-unelte contra accidentelor la reapariție a tensiunii electrice, dispărută accidental. Protecția de zero este obligatorie la toate mașinile-unelte.

Contactoarele se construiesc și cu relee termice de protecție a aceluiași consumator, obișnuit un electromotor. Sînt deci contactoare cu protecție sau teleruptoare.

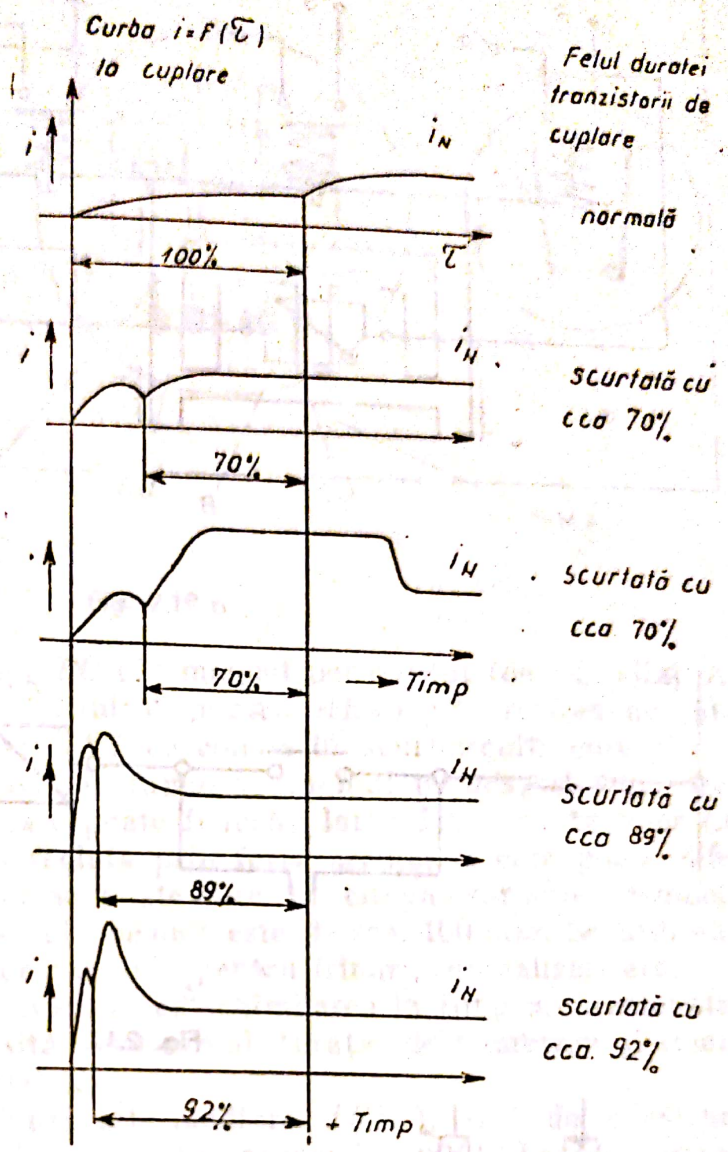


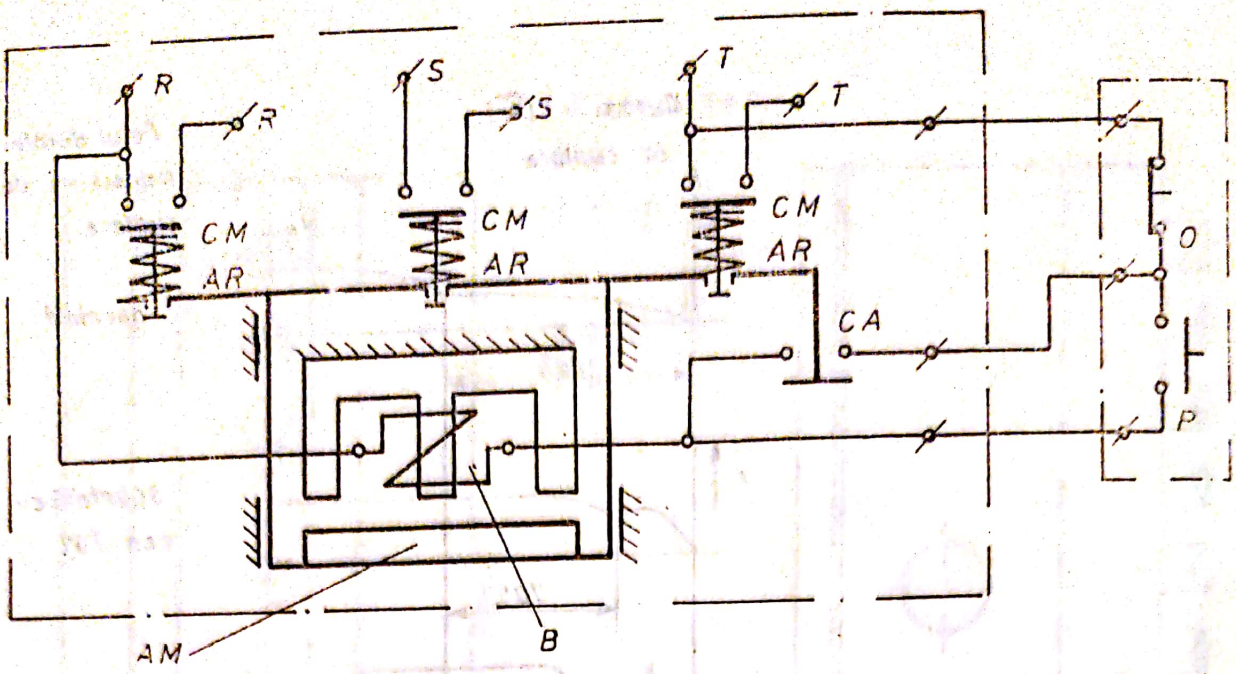
Fig. 2.16

C-3. Releele de timp, (*RET*), introduc un interval reglabil de timp între un semnal de comandă și începutul efectiv al funcției acesteia. Servesc deci la comenzi după timp. Se utilizează *RET* pneumatice, electronice, „cu motor" (prin mecanism de ceas) și hidrostatice.

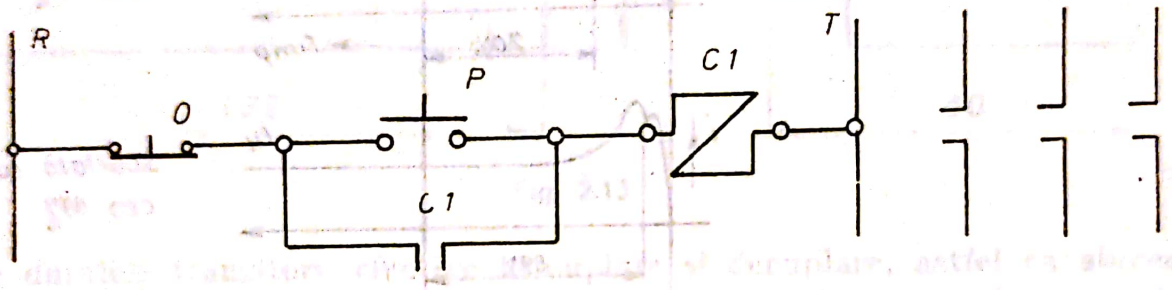
RET pneumatice măsoară timpul prin trecerea unui volum determinat de aer printr-un drosel *DR* (fig. 2.18) reglat conform duratei necesare. Aerul este eliminat în prealabil din volumul determinat printr-o supapă de sens *SS* cu o diafragmă *DA*, care se ridică la „armarea" *RET* prin electromagnetul *EM*. În timpul „reglat", aerul reintră prin *DR*, la readucerea diafragmei *DA* cu arcul *AR* și la finele perioadei se transmite la microcomutatorul *MC* începutul funcției comandate. Se observă (fig. 2.18) și vederea generală a unui astfel de releu. *RET* electronice se utilizează pentru intervale de timp mai mari. Toate se încadrează la *AEC* cu comandă electromecanică, datorită felului semnalelor primite și transmise.

C-4. Releele de viteză, (*REV*), comandă comutarea la o viteză unghiulară reglată a arborelui care le antrenează. Schema unui *REV* electrodinamic,

Scanned with OKEN Scanner



a



b

Fig. 2.17

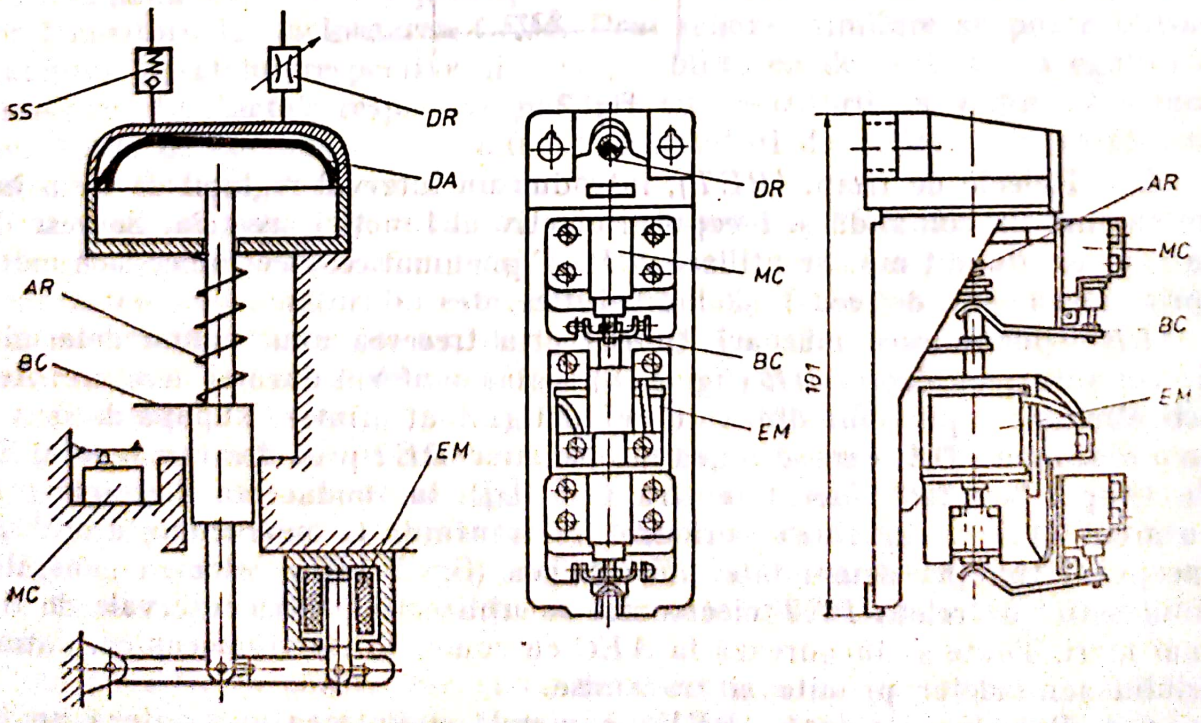


Fig. 2.18

Scanned with OKEN Scanner

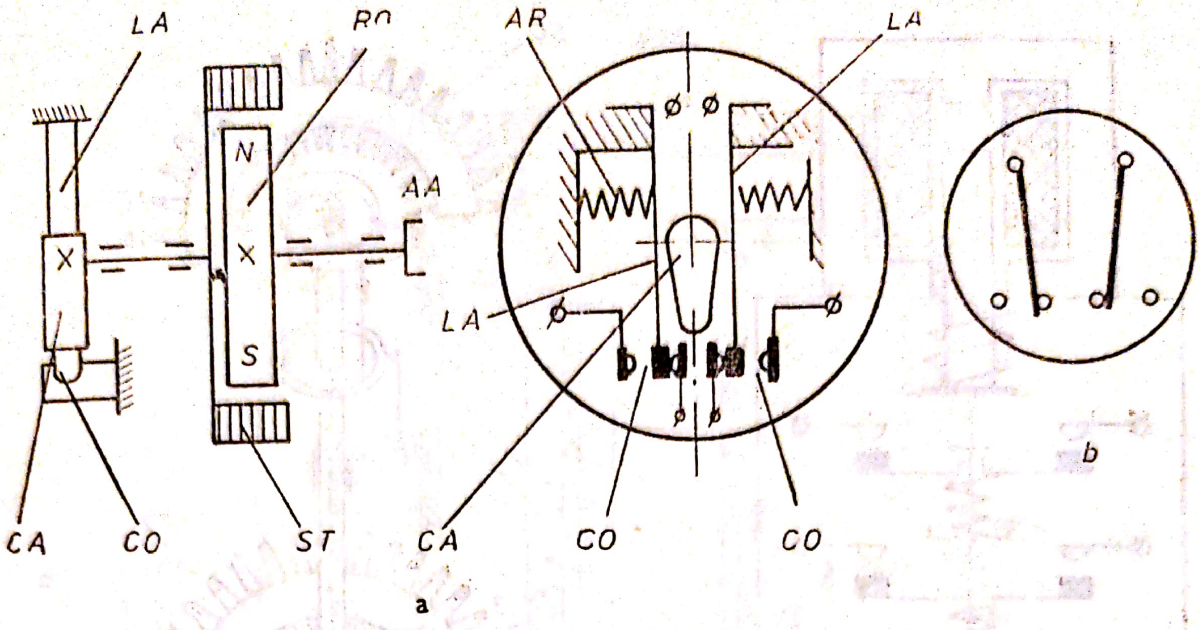


Fig. 2.19

este în figura 2.19, *a*. Un motor *RO* din magnet permanent (de ex. aliaj Al-Ni-Co, de unde denumirea de „Alnico" pentru *REV*) prin rotirea de către arborele *A A*, produce în statorul *ST* cu colivie în scurtcircuit, curenți care îl rotesc împreună cu cama *CA*, dar numai pe unghiul permis, mai mic decît 45°, și, contra unui arc *AR*, care poate fi însăși lama *LA* a contactelor *CO*. Comutarea are loc la turația reglată prin forța arcului și care poate diferi cu sensul. Legarea contactelor se poate face în cîteva variante. Simbolul este în figura 2.19, *b*. Diametrul obișnuit este de cca. 100 mm. Se utilizează la comenzi după turație, ca de exemplu pentru frînări, semnalizări etc.

Trebuie reținut ca un dezavantaj, că schimbarea în timp a caracteristicii magnetului permanent, necesită verificări ale turației de comutare și remagnetizări, ceea ce este important.

C-5. Releele pentru comenzi intermediare, (*REI*), sînt de construcții foarte numeroase, dar funcțiile lor constau numai în: multiplicarea comenzilor pentru mai multe circuite, amplificarea puterii, transformarea semnalelor continue în discontinue.

Schema unui *REI* de multiplicare a comenzilor și amplificare a puterii este în figura 2.20. Combinațiile contactelor pot fi diferite.

Un alt tip este comutatorul pas cu pas, numit și releul sau căutătorul pas cu pas, preluat din telefonia automată și utilizat îndeosebi pentru realizarea fazelor succesive a programelor. Principiul construcției rezultă din figura 2.21, *a*, iar o fotografie este în figura 2.21, *b*. Circuitele comandate — fazele programului — se leagă la ploturile 1, 2, ..., 17, 18, montate cu izolație pe sectoarele *SC*. Ploturile se conectează numai succesiv la borna comună *BC* a sectorului respectiv prin cîte un contact distribuitor *CD*. Toate contactele *CD* — pot fi 4,6 sau multe — sînt rotite simultan pas cu pas de la un plot la altul de către arborele comun *AC*, respectiv prin roata de clichet *RK* de la electromagnetul de comandă *EC*. Deci, la un impuls de comandă borna *BC* este conectată la plotul următor, simultan la toate sectoarele. La semnal continuu, contactele *CO* asigură repetarea cursei clichetului, iar după 180° intră în contact al doilea capăt al distribuitorului *CD*.

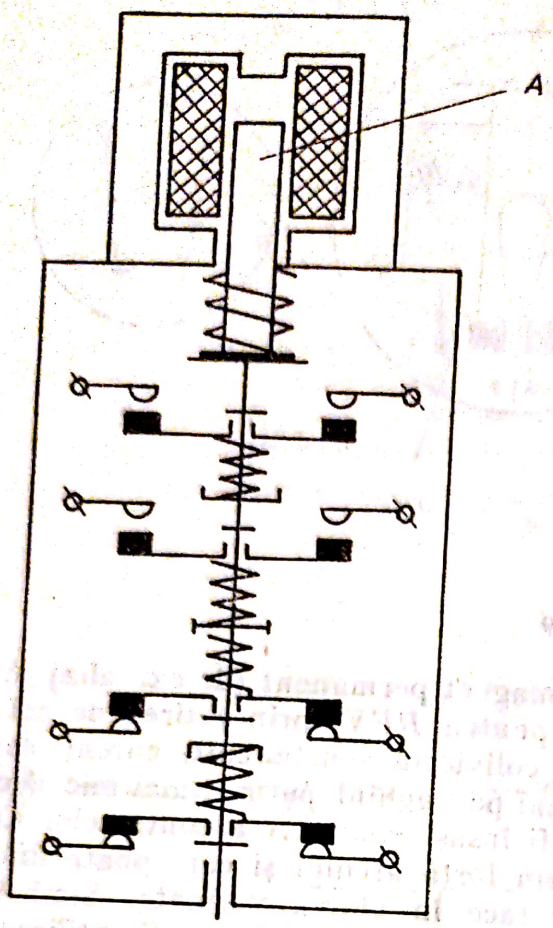
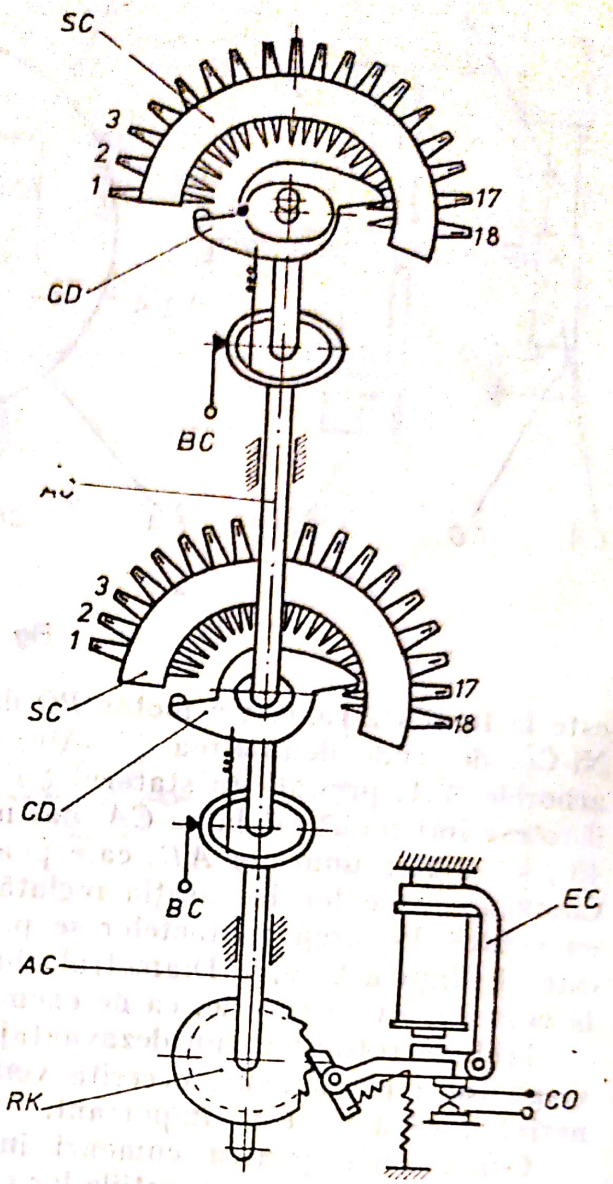


Fig. 2.20



Pe lîngă cele menţionate se utilizează ca *REI* şi componente electronice, fără contacte galvanice, cu tranzistori, respectiv aşa-numitele relee statice.

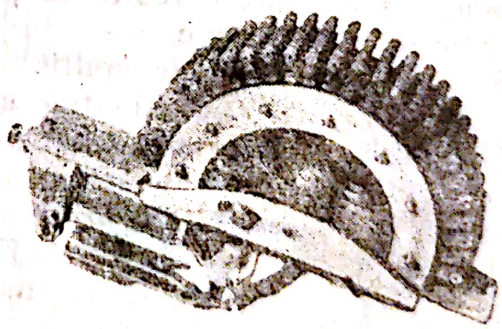


Fig. 2.21

2.2.2.2. **Aparatele sau componentele de reglare** (*ARE*), se caracterizează prin acţiunea de ieşire continuă, la un semnal continuu de intrare. Ele execută amplificări, transformări ale semnalelor, comparări. De regulă este necesar ca mărimea de ieşire să fie proporţională cu cea de intrare. Dintre *ARE* sînt frecvente: maşinile amplificatoare sau amplidinele (care pe direcţia acţiunii de la excitaţie la ieşirea în curent continuu au funcţie de aparat de reglare), amplificatorii magnetici, tahogeneratoarele, transformatoarele electromecanice, traductorii mecanoelectrici şi altele. Majoritatea sînt comune automaticii, mai utilizat şi cu perspectivă specifică la maşini-unelte fiind

Scanned with OKEN Scanner

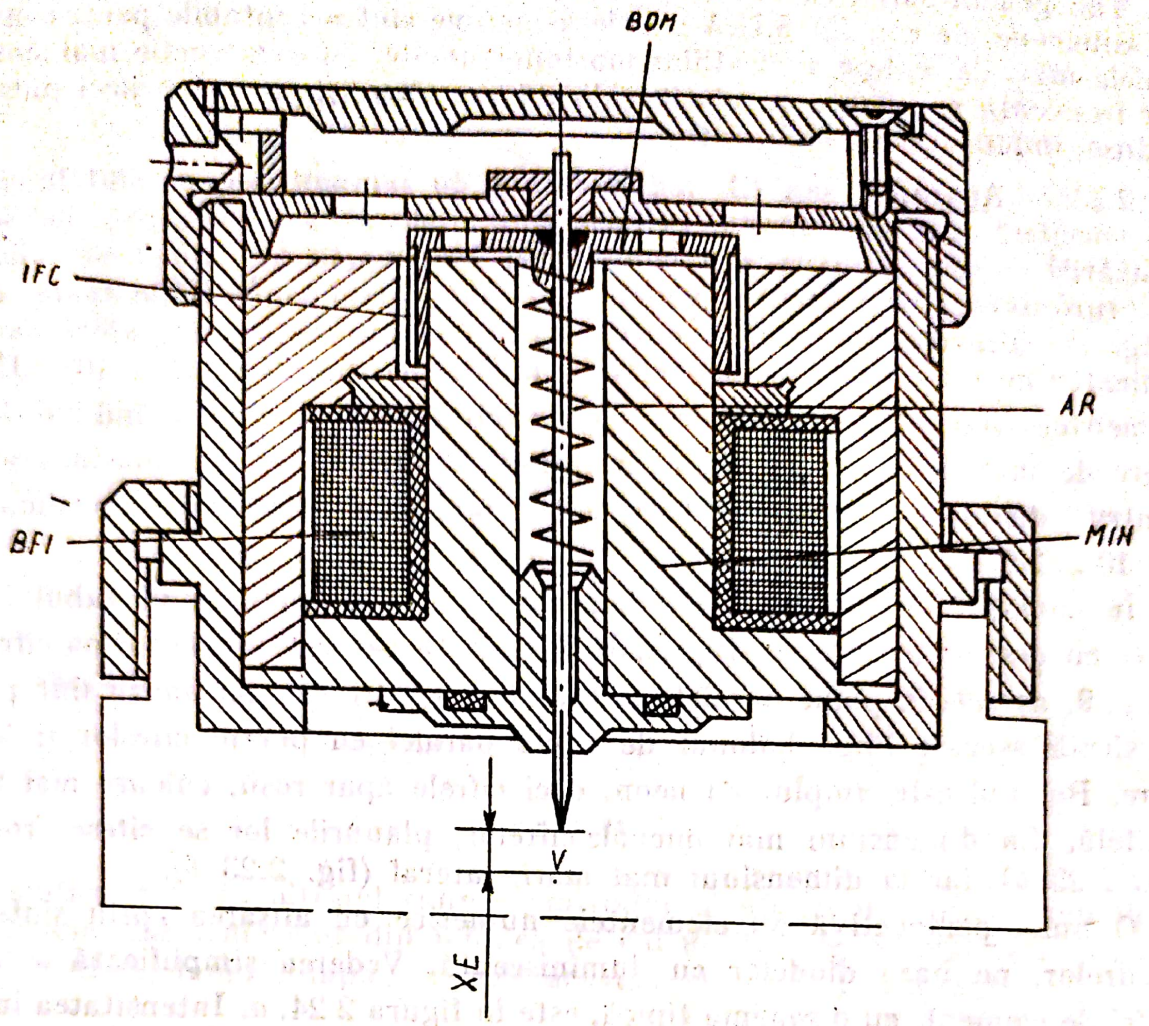


Fig. 2.22

transformatorul electromecanic (*TEM*), care permite obținerea unei mișcări liniare (*L*) sau de rotație (*R*), de mărime proporțională cu semnalul electric de intrare și folosită în amplificatoare electrohidrostatice (*AEH*), în servo-supape, servoregulatoare, componente de copiere etc.

Construcția unui *TEM* se poate urmări în figura 2.22. Curentul de comandă se transmite la bobina mobilă cilindrică *BOM*, așezată în întrefierul cilindric *IFC*, în care bobina fixă *BFI* de magnetizare asigură un cîmp radial cu ajutorul miezului *MIN*. La variația curentului de comandă din *BOM*, variază corespunzător deplasarea de ieșire *XE*, ca urmare a acțiunii forței curentului asupra bobinei *BOM*, forță dată de relația *Biot-Savart:*

$$F_{BOM} = Bl_c w_c i_c \qquad [\mathrm{N}], \qquad (2.4)$$

în care: B este inducția magnetică, în T sau $\mathrm{W_b/m^2}$ din *IFC*; $l_c, w_c i_c$ — lungimea medie a unei spire și solenația la *BOM*. Deplasarea de ieșire XE, rezultă din învingerea de către F_{BOM} a unei forțe hidrostatice sau a arcului AR. Se ajunge deci cu:

$$XE = K_c i_c, \text{ unde } K_c \text{ este un coeficient constant,} \qquad (2.5)$$

adică la proporționalitatea mărimii de ieșire cu curentul de comandă i_c, ceea ce este avantajos.

Scanned with OKEN Scanner

Tahogeneratoarele care se utilizează la mașini-unelte sînt de c.c. (în Europa) și asincrone, de c.a. (în S.U.A.). Cele asincrone sînt acceptabile pentru intervalele mari de reglare a turațiilor mașinilor-unelte, au construcție mai simplă iar frecvența constantă și relativ ridicată permite filtrări bune, deci pulsații reduse independente de turație.

2.2.2.3. **Aparatele sau CE indicatoare și de semnalizare,** nu sînt în general specifice mașinilor-unelte. Primele sînt analoage sau numerice, iar semnalizările optice, acustice sau combinate. Instrumentele indicatoare clasice ca: turometre, ampermetre, wattmetre, sînt componente indicatoare analoage și utilizate îndeosebi pentru controlul acționărilor. Deoarece „acul" indicator permite o cotă de subiectivism la citire ce duce la erori de 10 ... 15%, elementele indicatoare numerice, care exclud această cotă avînd erori de citire de maxim 0,5%, se extind progresiv în ultimii ani. La mașini-unelte, pentru distanța de citire de 1...2 m, mărimea cifrelor se recomandă de 10 ... 20 mm.

În construcția elementelor indicatoare existente predomină tubul indicator cu descărcări în gaze (fig. 2.23). La acesta catozii sînt de forma cifrelor 0,1 ... 9, așezați în plane paralele la cca. 1 mm între ele, iar anozii sînt plase de sîrmă așezate lîngă balonul de sticlă paralel cu planul cifrelor și între cifre. Balonul este umplut cu neon, deci cifrele apar roșii, culoare mai bine vizibilă. La dimensiuni mai mici ale cifrelor, planurile lor se citesc frontal (fig. 2.23, *a*), iar la dimensiuni mai mari, lateral (fig. 2.23, *b*).

O bună perspectivă au elementele numerice cu afișarea „prin sinteză" a cifrelor, pe baza diodelor cu luminiscență. Vederea simplificată a unui astfel de element, cu o sohemă tipică, este în figura 2.24, *a*. Intensitatea luminoasă a acestora crește cu intensitatea curentului ce le străbate și cu scăderea temperaturii mediului, de exemplu conform caracteristicilor din figura 2.24, *b*. Se utilizează astfel de elemente roșii, verzi, galbene, ceea ce permite o compunere atractivă a tablourilor de comandă. Cu indicatoarele numerice se afișează cotele pieselor sau mărimile deplasărilor, numărul fazei din ciclu, mărimi

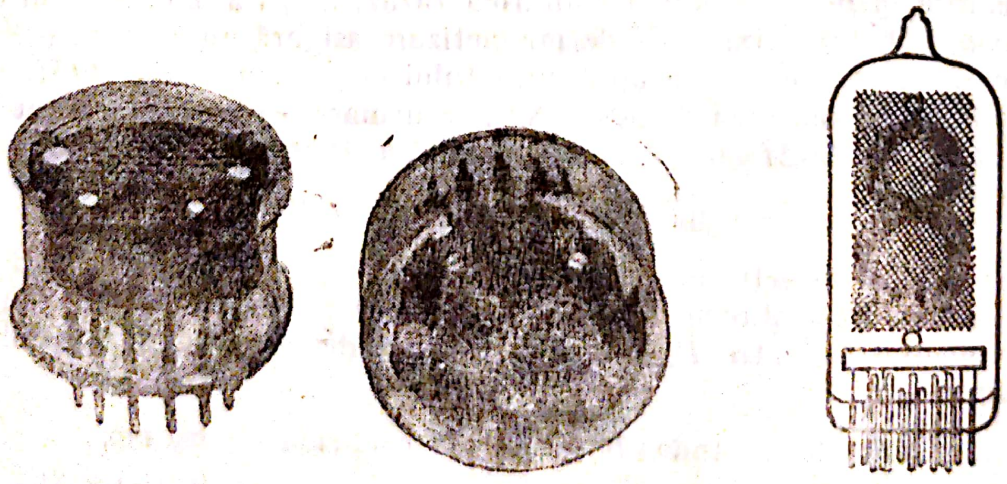


Fig. 2.23

Scanned with OKEN Scanner

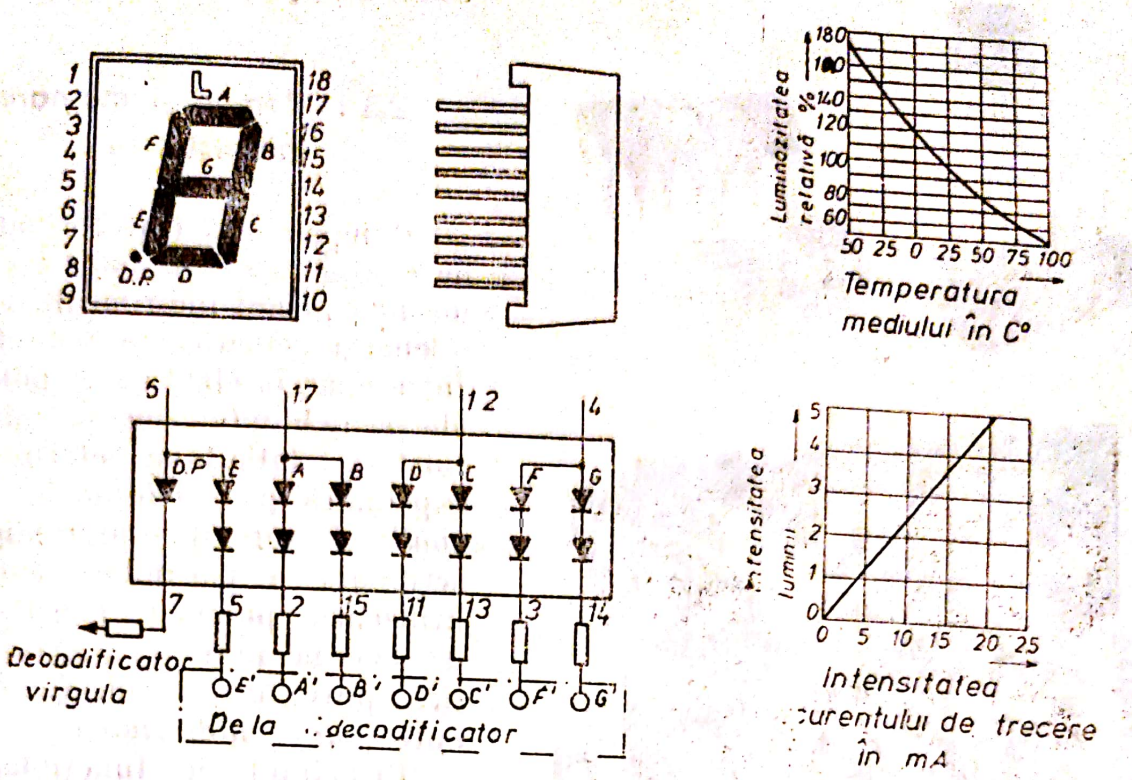


Fig. 2.24

cinematice etc. În ultimul timp se introduc și afișări de „fraze" complexe pe ecrane, asemeni celor din tehnica de calcul. *CE* de semnalizare vizuală sînt de obicei lămpi simple, iar cele acustice sirene sau claxoane.

2.2.3. Componente electronice

În *MU* sînt preluate îndeosebi din tehnica numerică și de calcul, fiind foarte numeroase în *CN* „clasice" sau cu calculator (*CNC*) și mai puține în comenzile acționărilor și (sau) în alte sisteme. Fiind cuprinse în problemele de electronică și bazele automaticii, se menționează numai cele mai importante: circuitele aritmetice, convertoarele de cod, decodificatoarele, circuitele bistabile, registrele, numărătoarele, circuitele de calcul analogic, amplificatoarele operaționale etc. Elementul constructiv de bază al componentelor electronice actuale este *circuitul integrat*, care conține o schemă (cu tranzistori, condensatori, rezistențe etc.) executată „integrat", în straturi microscopice și într-o singură capsulă. Avantajele sînt foarte importante îndeosebi pentru eficiența și fiabilitatea *MU*, mai ales a celor cu largă scară de integrare. O fotografie a cîtorva circuite integrate este în figura 2.25. Împreună cu alte piese, se execută montarea pe plăci izolate, cu ajutorul *circuitelor imprimate*, plăci ce constituie unități constructive ale părților electronice. O fotografie a unei plăci este de asemenea în figura 2.25. Utilizarea circuitelor integrate și îndeosebi de tip „*LSI*", este considerată ca un criteriu al nivelului de construcție a părților electronice din comenzile mașinilor-unelte.

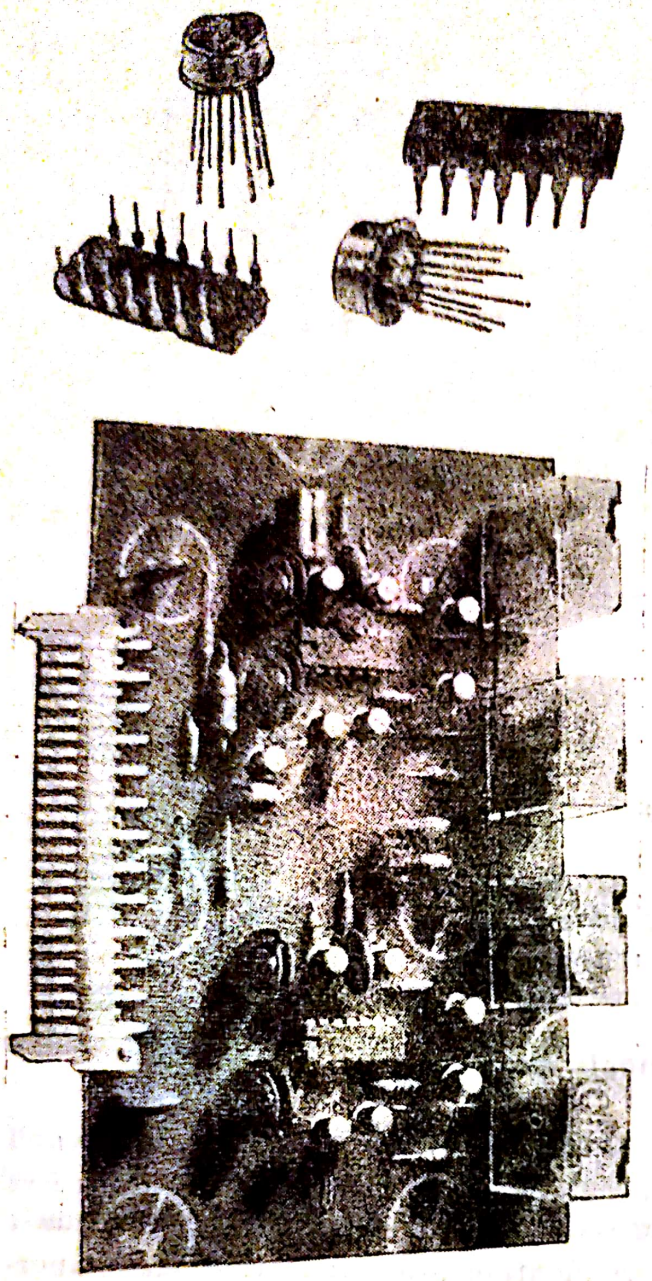


Fig. 2.25

2.3.1. Pompe și motoare hidrostatice

Pompele sînt transformatoare de energie, care pe baza lucrului mecanic primit imprimă lichidului o energie cinetică și potențială. Între energia cinetică și potențială a lichidului pus în mișcare există o relație bine determinată, exprimată prin *relația lui Bernoulli*. În circuitele hidraulice de acționare a mașinilor-unelte se utilizează pompele generatoare de energie potențială (cea cinetică putîndu-se neglija), denumite *pompe hidrostatice*.

Principiul de funcționare a pompelor are la bază variația volumului de lucru al pompei în cadrul unui ciclu, de la minim la maxim pentru a reveni apoi la minim. În faza de mărire a volumului de lucru pompa absoarbe lichid, care apoi este refulat prin mișcarea acestuia. Asemenea pompe, denumite și pompe volumice, posedă o cameră de absorbție și una de refulare despărțite între ele printr-o etanșare corespunzătoare. Presiunea din camera de refulare (conducta de refulare) este determinată de rezistența care se opune lichidului evacuat din pompă, iar valoarea maximă este limitată de obicei prin aparataje speciale (supapă maximală sau supapă de siguranță).

Pompele utilizate în circuitele hidraulice ale mașinilor-unelte pot fi clasificate în: *pompe cu debit constant; pompe cu debit reglabil*. De asemenea în funcție de construcția lor putem distinge: 1 — pompe cu roți dințate; 2 — pompe cu palete; 3 — pompe cu pistonașe; 4 — pompe cu șurub; 5 — pompe de construcție specială.

Motoarele sînt tot transformatoare de energie și anume: transformă energia potențială a mediului hidraulic în lucru mecanic. În circuitele hidraulice de acționare a mașinilor-unelte sînt două modalități de transformare a energiei purtate în lucru mecanic: 1 — transformarea energiei potențiale în energie cinetică cu care acționăm o *turbină*, executînd lucru mecanic (acționarea

Scanned with OKEN Scanner

broșelor de hiperturație pentru rectificarea interioară); 2 — realizarea unei deplasări în urma acționării presiunii lichidului purtător de energie. A doua formă de transformare a energiei este denumită hidrostatică iar transformatoarele se numesc *motoare hidrostatice.*

Motoarele hidrostatice în funcție de mișcarea realizată prin acțiunea lichidului, pot fi grupate în:

a — motoare liniare cu mișcare rectilinie (alternativă);

b — motoare rotative cu mișcare circulară (continuă, pendulară).

În principiu orice pompă hidraulică poate fi utilizată și ca motor hidraulic. Pompele de debit constant pot funcționa ca motoare cu moment constant pe cînd cele cu debit reglabil ca motoare cu putere constantă. Pentru a realiza aceasta nu este necesară decît racordarea conductei de lichid sub presiune la conducta de absorbție a pompei, iar cea de refulare la rezervorul hidraulic, schimbîndu-se astfel funcția pompei în motor hidraulic. Ipoteza pusă este valabilă și pentru motoarele hidraulice, care pot îndeplini și funcția de pompe hidraulice în momentul în care li se aplică un lucru mecanic exterior.

Aceste considerente sînt acceptabile numai pentru cazul analizei comparative, deoarece dacă se cercetează și alți parametri caracteristici (dimensiuni, volumul de lucru al motorului) se constată că soluțiile practice nu permit în majoritatea construcțiilor schimbarea destinației inițiale. Avînd în vedere soluțiile constructive asemănătoare, studiul lor se va trata în paralel.

2.3.1.1. **Pompe și motoare cu roți dințate.** Pompa cu roți dințate este foarte răspîndită în circuitele de acționare și comandă ale mașinilor-unelte dar ca motor se utilizează foarte rar. Ca pompă este utilizată în circuitele cu presiune joasă și medie. În construcțiile actuale unele pompe prevăzute cu descărcare și egalizare a solicitărilor, realizate la precizie înaltă, pot funcționa și la presiuni de peste 100 daN/cm².

O pompă cu roți dințate de construcție normală, se compune din două roți dințate introduse într-o carcasă prevăzută cu două capace laterale, care etanșează pompa și în același timp și lagărele arborilor pompei. Motorul electric acționează direct sau printr-un raport de transmitere una din roțile dințate ale pompei (fig. 2.26) care prin angrenare acționează roata cealaltă. Dinții roților z_1 și z_2 ieșind din angrenare formează o depresiune în zona respectivă, pompa aspirînd astfel lichid. Lichidul este transportat prin golurile dinților, iar în partea opusă zonei de absorbție dinții intrînd în angrenare dislocă lichidul din goluri și solicită evacuarea acestuia din pompă la o presiune reglată.

Cantitatea de lichid care este refulat în unitatea de timp de către o pompă cu roți dințate, poate fi determinată cu următoarea relație:

$$Q = 2\pi m^3 z \psi n_0 \cdot 10^{-6}, \qquad (2.6)$$

în care Q este debitul pompei, în l/min; m — modulul roții dințate, în mm; n_0 — turația roților dințate, în rot/min; z — numărul de dinți; ψ — coeficientul de lățime al dintelui.

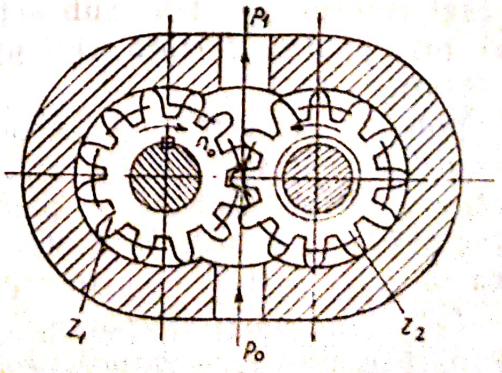


Fig. 2.26

Scanned with OKEN Scanner

În construcția pompelor cu roți dințate în majoritatea cazurilor numărul de dinți este mic, $z=6 \ldots 18$, deci dantura are profilul în domeniul interferenței. Pentru îmbunătățirea parametrilor de funcționare și de rezistență a danturii, se aplică roților dințate o corijare corespunzătoare.

Debitul efectiv pentru o pompă cu roți dințate corijate avînd numărul de dinți $z=8 \ldots 12$, se poate determina suficient de precis, cu formula:

$$Q_{ef}=2\pi m^3 z\psi n_0 k\eta_{vol}\cdot 10^{-6}, \tag{2.7}$$

în care: Q_{ef} este debitul efectiv al pompei, în l/min; η_{vol} — randamentul volumetric care se poate evalua la 0,80 ... 0,92; k — coeficientul care ține cont de corijarea danturii și se determină prin $k=\frac{0{,}01389\ m\cos\alpha v}{z}$; αv — este unghiul de angrenare al danturii corijate.

Roțile dințate utilizate la pompe pot avea dantură dreaptă, înclinată sau în V. La alegerea corectă a felului danturii trebuie avuți în vedere o serie de factori ca: debit, presiune, viteză periferică, solicitare, dimensiuni de gabarit etc. Dantura în V față de dantura dreaptă asigură o funcționare mai silențioasă a pompei.

Puterea necesară acționării pompei este în funcție de: presiune lichidului p (în daN/cm^2), debitul teoretic Q_t (în l/min), greutatea specifică γ (în daN/dm^3) și se determină cu formula:

$$N_t=\frac{1}{612}pQ_t\gamma, \tag{2.8}$$

unde N_t este puterea teoretică, în kW.

Pompele normale cu două roți dințate nu se utilizează ca motor hidraulic, datorită pierderilor mari prin interstiții și a variației presiunii. Sînt construite motoare hidraulice cu mai multe roți care acționează simultan asupra unei roți centrale, dar și acestea se întîlnesc foarte rar.

2.3.1.2. Pompe și motoare cu palete. Pompele și motoarele hidraulice cu palete sînt foarte frecvent întîlnite în circuitele de acționare ale mașinilor-unelte. Ele se prezintă sub diferite variante constructive, ca pompe de debit constant sau de debit reglabil și motoare (cu mișcare circulară) cu moment constant sau de putere constantă și moment reglabil. În construcția lor intră, ca elemente principale, rotorul prevăzut cu un număr de caneluri în care sînt amplasate paletele și carcasa (statorul) în care, în poziție excentrică se află plasat rotorul. Paletele, sub acțiunea presiunii lichidului, a forței din arcuri sau prin ghidare forțată, sînt apăsate pe peretele carcasei pentru asigurarea etanșării.

Paletele avînd o anumită poziție unghiulară între ele, formează camere, (celule) de volume diferite. Poziția rotorului fiind excentrică, în procesul de rotire camerele limitate de palete își modifică volumul, în prima fază crescînd pînă la o valoare maximă, pentru ca apoi să scadă și să revină la valoarea inițială. Astfel ia naștere procesul de aspirație și de refulare a pompei.

Cele două părți ale pompei — zona de aspirație și cea de refulare — este despărțită din cauza variației continue a volumului camerelor, numai de două palete consecutive (fig. 2.27), asigurîndu-se astfel ca în camera închisă să nu aibă loc o variație mare de presiune.

Scanned with OKEN Scanner

Pompe cu palete cu dublă acțiune (Vickers). Aceste pompe prin construcția lor, sînt de debit constant. Ele se compun dintr-un rotor RT prevăzut cu o serie de palete P, care sînt plasate în canelurile rotorului într-o poziție înclinată sub un unghi $\alpha = 6° \ldots 14°$ (fig. 2.27). Rotorul se află într-o poziție centrică față de carcasa CR, care are o formă ovală, formată din patru arce de cerc de raze r_1 și r_2 racordate prin tot atîtea segmente de spirală arhimedică.

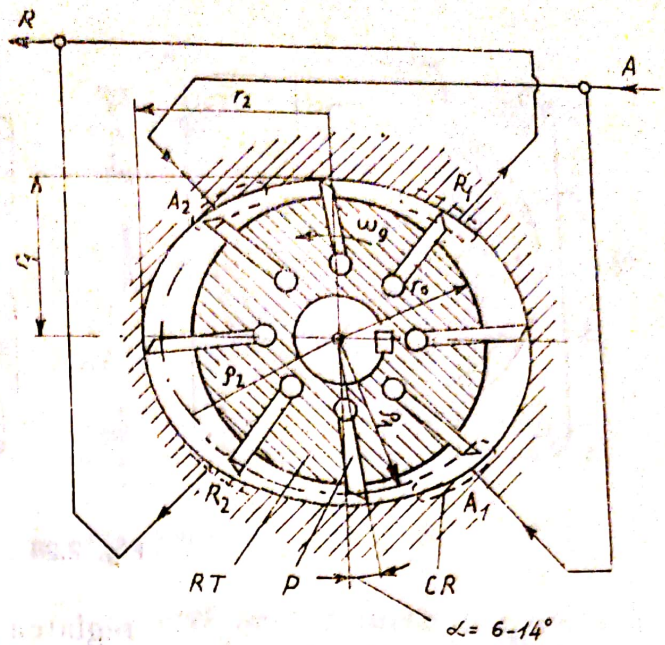


Fig. 2.27

Datorită formei speciale a interiorului carcasei, pentru o rotație a rotorului, camerele limitate de două palete consecutive își modifică volumul de două ori, astfel au loc două aspirații și două refulări.

Valoarea debitului teoretic se obține cu relația:

$$Q_t = 2\pi n_0 L(r_2^2 - r_1^2), \tag{2.9}$$

în care: Q_t este debitul teoretic al pompei, în l/min; n_0 — turația rotorului, în rot/min; L — lățimea paletelor, în dm; r_2, r_1 — razele respective ale carcasei, în dm.

Avînd în vedere că paletele ocupă un volum în interiorul zonelor de lucru, iar acest volum variază de două ori pentru o rotație a rotorului — în cazul cînd spațiul de sub palete nu este legat cu camerele de refulare — din debitul teoretic al pompei se scade debitul pierdut datorită paletelor, care este:

$$Q_p = 2a\,Lzn_0 \frac{r_2 - r_1}{\cos\alpha}, \tag{2.10}$$

în care a este grosimea paletelor, în dm; z — numărul paletelor; α — unghiul de înclinație a paletelor.

Debitul efectiv al pompei va fi:

$$Q_{ef} = 2n_0 L\left[\pi(r_2^2 - r_1^2) - az\frac{r_2 - r_1}{\cos\alpha}\right]\eta_{vol}, \tag{2.11}$$

în care η_{vol} este randamentul volumetric, cu valoarea practică de 0,7 ... 0,94.

În figura 2.28 este reprezentată o pompă cu palete cu dublă acțiune, cuprinzînd ca elemente principale: arborele de acționare AA; rotorul RT; paletele P; carcasa CR; corpul C; plăcile laterale PL; capacul CP; rulmenții RL.

Acționarea rotorului pompei, de obicei se face direct de la motorul electric, astfel turația de acționare este de 1 440 sau chiar 2 820 rot/min. Aceste tipuri de pompe funcționează în mod normal la presiuni pînă la 55 ... 65 daN/cm², dar în cazul unei execuții precise și a adoptării unei construcții cu auto-

Scanned with OKEN Scanner

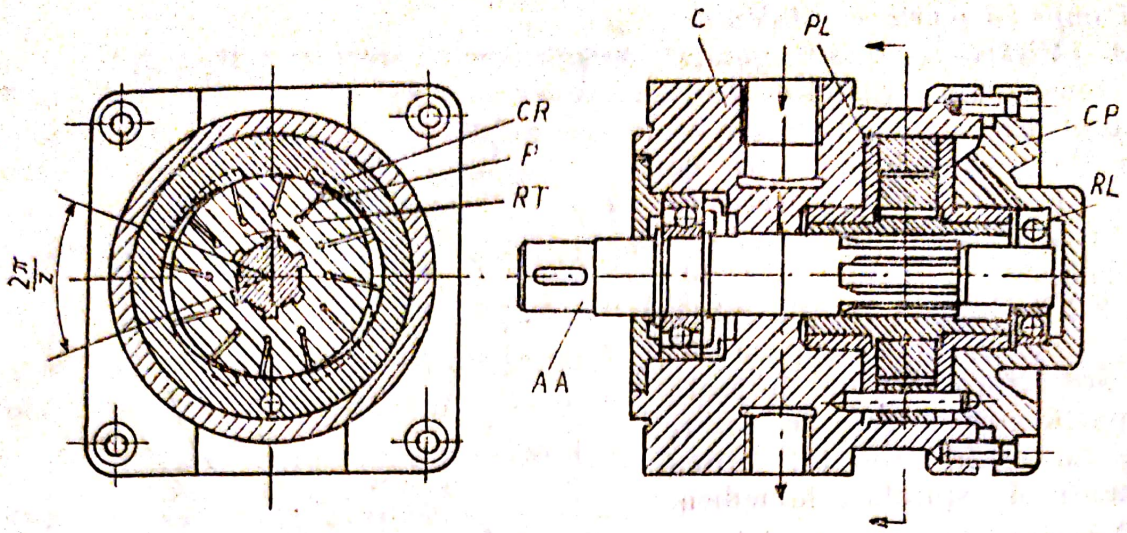


Fig. 2.28

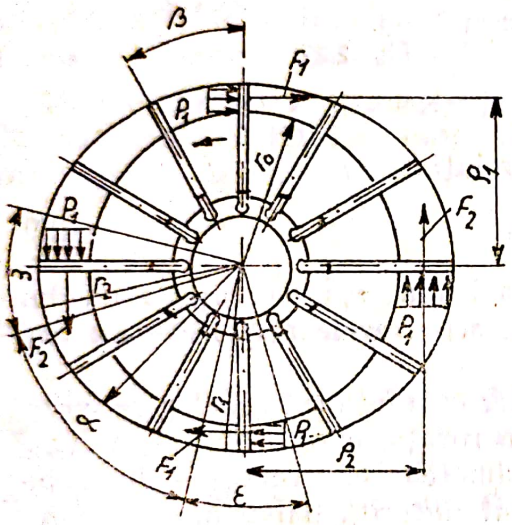


Fig. 2.29

reglarea jocului lateral dintre rotorul *RT* și plăcile laterale *PL*, în funcție de presiunea de regim, valoarea maximă a presiunii pentru care s-au construit asemenea pompe este de 100 ... 125 daN/cm² (pompa *B*)G 12-2, *ENIMS*). Domeniul debitelor pompelor construite, se curpinde între 5 ... 140 l/min sau chiar mai mare. În unele circuite hidraulice sînt utilizate pompe cu palete cu dublă acțiune, avînd două etaje: unul de debit mare și presiune mică, iar altul de presiune mare și debit mic (pompa *G* 12-2, *ENIMS*) formînd o construcție comună, omogenă.

Pompele cu palete cu dublă acțiune, în principiu, fără modificări esențiale pot fi folosite ca motoare pentru acționare cu mișcare circulară. Avînd în vedere specificul construcției, momentul motor care se poate culege la arbore are valori relativ mici.

Momentul motor, pe baza notațiilor din figura 2.29 se poate determina cu relația:

$$M_{mot} = p_1 L (r_2^2 - r_1^2), \qquad (2.12$$

în care: M_{mot} este momentul motor, în daN/cm; p_1 — presiunea lichidului de alimentare, în daN/cm²; L — lățimea paletelor, în cm; r_1, r_2 — razele respective ale carcasei, în cm. Pentru obținerea unor momente mai mari la arborele motor, s-au construit motoare hidraulice cu trei sau mai multe camere de lucru.

Pompe cu palete cu debit reglabil. La pompele cu palete poziția relativă a statorului față de *rotor* este excentrică, din care cauză prin modificarea excentricității se poate regla debitul pompei, modificîndu-se volumul camerelor de lucru. Pompele cu palete cu debit reglabil sînt de două categorii: 1 — pompe cu aspirație exterioară; 2 — pompe cu aspirație interioară.

Scanned with OKEN Scanner

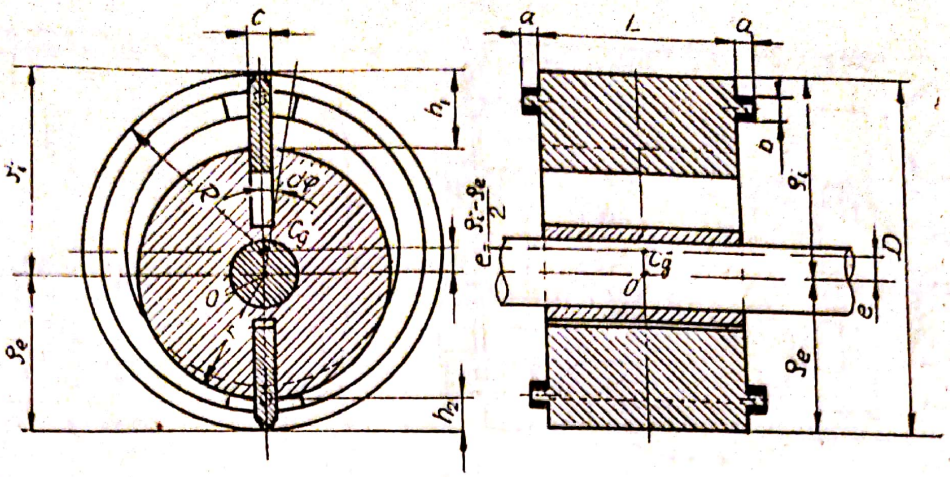


Fig. 2.30

Aceste pompe se construiesc în general pentru presiuni joase sau medii, 15 ... 30 daN/cm², dar cu debite între valori foarte largi 5 ... 1 500 l/min. Turaţia de regim a rotorului pompei în general este de 500 ... 1 500 rot/min. Domeniul lor de utilizare este, mai ales în circuitele de acţionare ale maşinilor-unelte cu mişcare rectilinie alternativă. Ele prezintă avantajul că inversarea sensului de acţionare se poate realiza direct prin pompă, modificînd valoarea excentricităţii de la $+e$ la $-e$, schimbîndu-se astfel circulaţia lichidului în circuit. Această posibilitate permite reducerea şocurilor dinamice în mod substanţial şi realizarea unei acţionări energetice optime.

Debitul teoretic al acestor pompe (fig. 2.30) este dat de relaţia:

$$Q_t = 2\pi e n_0 (LD + 2ab) \cdot 10^{-6}, \tag{2.13}$$

în care: Q_t este debitul teoretic în l/min; e — excentricitatea rotorului faţă de stator, în mm; L — lăţimea paletelor, în mm; D — diametrul interior al statorului, în mm; a şi b — lungimea şi grosimea elementului de ghidare a paletei, în mm.

Pentru pompele cu aspiraţie exterioară, precum şi în cazul pompelor cu aspiraţie interioară la care uleiul de sub paletă nu este utilizat, din valoarea debitului obţinut prin (2.13) se scade debitul pierdut, datorită variaţiei volumului ocupat de palete în zonele de lucru.

Debitul corespunzător variaţiei volumului ocupat de palete se exprimă prin:

$$Q_p = 2ec\, L z_p\, n_0 \cdot 10^{-6}, \tag{2.14}$$

în care: $2e$ este cursa radială a paletelor, în mm; c — grosimea paletei, în mm; z_p — numărul de palete.

Debitul teoretic al pompelor la care nu se compensează debitul corespunzător variaţiei volumului ocupat de palete, se determină cu relaţia:

$$Q_{tp} = Q_t - Q_p = 2en_0 [L(\pi D - cz_p) + 4\pi ab] \cdot 10^{-6} \tag{2.15}$$

Pompele cu palete cu debit reglabil, făcînd parte din categoria pompelor volumetrice multicelulare; ca şi la pompele cu roţi dinţate debitul refulat în conducta de presiune are un caracter pulsatoriu.

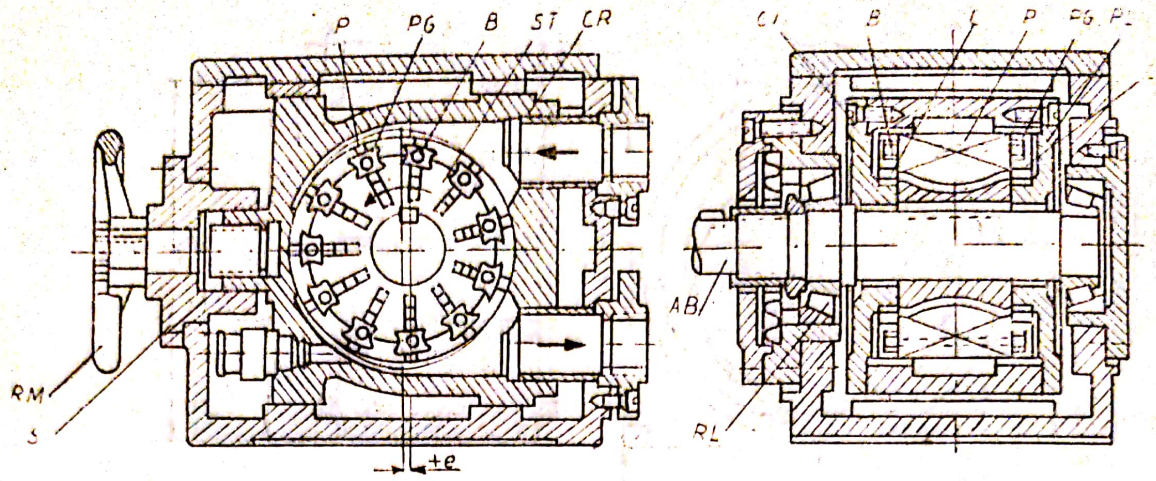


Fig. 2.31

În figura 2.31 este reprezentată construcţia unei pompe cu palete cu debit reglabil cu aspiraţie exterioară tip „Forst-Enor". Paletele *P* ale pompei, cu ajutorul pietrelor de ghidare *PG* şi ale bolţurilor *B*, sînt ghidate în canalele inelare laterale *CI* care se pot roti liber în peretele lateral *PL* al carcasei statorului. Prin canalul *C* este realizată comunicaţia uleiului pentru echilibrarea paletei şi a compensării variaţiei volumului de lichid de sub paletă.

Prin deplasarea carcasei *CR* (statorului) faţă de rotorul *ST*, prin acţionarea şurubului *Ş* cu roata melcată *RM*, se realizează excentricitatea *e*, în funcţie de debitul necesar. Acţionarea în mişcare de rotaţie a rotorului *R*, se face prin arborele *AB* sprijinit pe rulmenţii *RL*. Principiul constructiv al pompelor cu palete cu debit reglabil este cel mai mult utilizat în construcţia *motoarelor hidraulice* cu mişcare de rotaţie. Acţionarea motorului hidraulic se face prin alimentarea acestuia cu lichid sub presiune în zona de aspiraţie. Energia potenţială a lichidului pune în mişcare prin intermediul paletelor rotorul de la care se poate culege un lucru mecanic. Lichidul apoi părăseşte motorul prin camera de refulare (fig. 2.32).

Momentul motor este dat de relaţia:

$$M_m = M_a + M_e, \tag{2.16}$$

în care, pe baza notaţiilor din figura 2.32, valorile momentelor M_a şi M_e pot fi exprimate prin:

$$M_a = F_a b_a = P_a\, L(\rho_a - r_0)\left(\frac{\rho_a + r_0}{2}\right) = \frac{1}{2} p_a L\,(\rho_a^2 - r_0^2); \tag{2.17}$$

$$M_e = -F_e b_e = -p_a L(\rho_e - r_0)\left(\frac{\rho_e + r_0}{2}\right) = -\frac{1}{2} p_a L(\rho_e^2 - r_0^2). \tag{2.18}$$

Înlocuind aceste valori în (2.16) rezultă:

$$M_m = \frac{1}{2} p_a L(\rho_a^2 - \rho_e^2), \tag{2.19}$$

în care p_a este presiunea lichidului la intrarea în motor; L — lăţimea paletelor; ρ_a şi ρ_e — razele instantanee ale paletelor în funcţie de unghiul de poziţie.

Scanned with OKEN Scanner

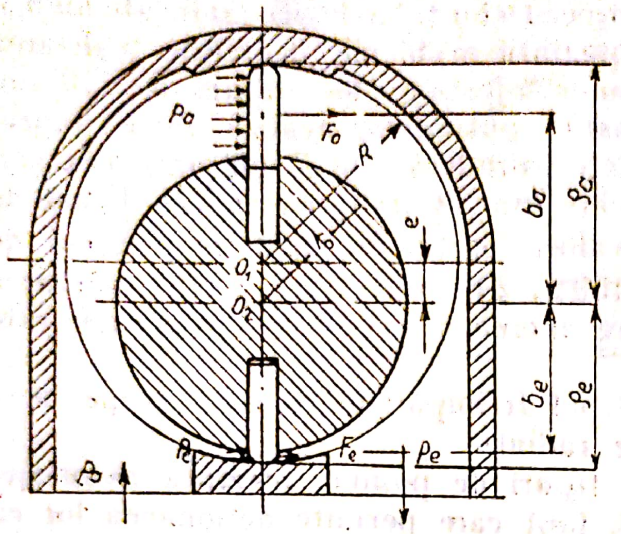


Fig. 2.32

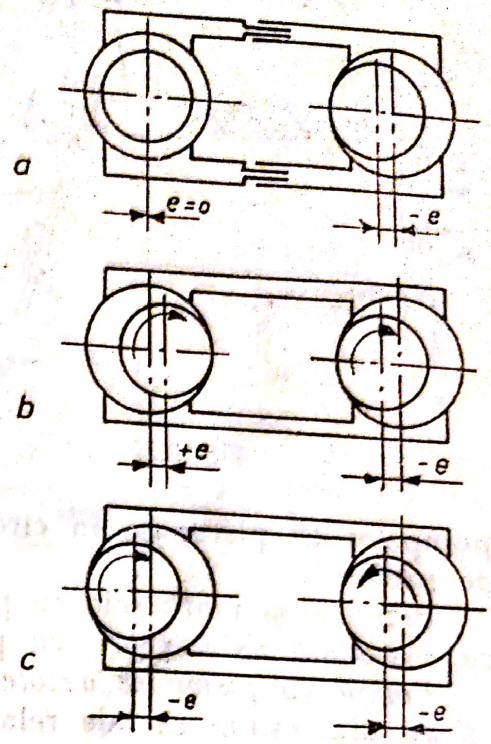


Fig. 2.33

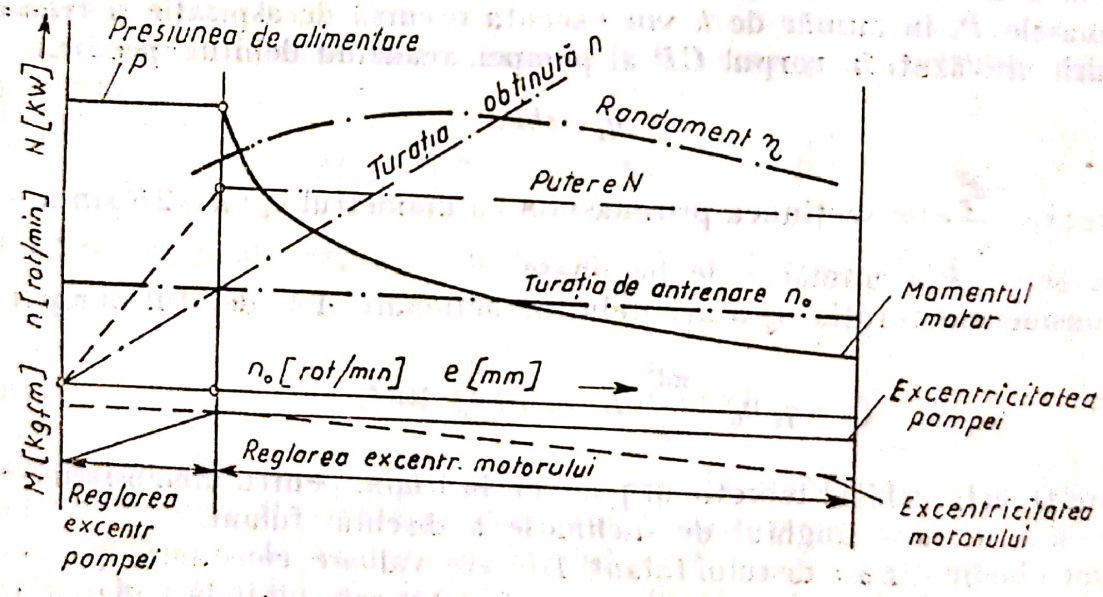


Fig. 2.34

Agregat pompă-motor. În cazurile în care motorul cu palete radiale formează construcție comună cu pompa de alimentare, poartă denumirea de *variator hidraulic.* Funcționarea unităților sub formă de agregat pompă-motor se poate urmări cu ajutorul schemei din figura 2.33 și a curbelor din figura 2.34.

Reglarea variatorului se poate efectua prin modificarea excentricității pompei, conform pozițiilor *a*, *b* și c din figura 2.33 menținînd poziția rotorului constantă (reglarea primară), sau modificînd excentricitatea rotorului pentru o poziție fixă a pompei (reglarea secundară).

Scanned with OKEN Scanner

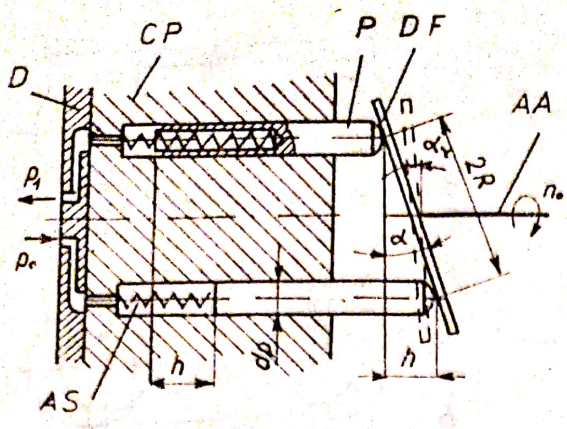


Fig. 2.35

2.3.1.3. Pompe şi motoare cu pistonaşe. Pentru realizarea unor instalaţii hidraulice cu gabarite minime, în construcţia de maşini-unelte tot mai frecvent se utilizează circuitele alimentate cu lichid la presiune ridicată. În urma procedeelor tehnologice înaintate nu mai prezintă probleme deosebite realizarea unor ajustaje de ordinul 5 ... 10 μm, astfel putîndu-se realiza între suprafeţe cilindrice (în deplasare) etanşări care nu permit scăpări de lichid de valori însemnate, chiar la presiuni de 150 ... 200 daN/cm^2. Deci utilizarea pompelor cu pistonaşe în circuite care lucrează la presiuni ridicate, este de preferat.

Pompele şi motoarele cu pistonaşe pot fi împărţite în două grupe: *a* — cu pistonaşe axiale; *b* — cu pistonaşe radiale.

Pompe cu pistonaşe axiale. Aceste tipuri de pompe, prezintă avantajul că au dimensiuni radiale relativ mici, fapt care permite acţionarea lor cu turaţii destul de mari.

Determinarea debitului, la pompele cu pistonaşe axiale, se poate face avînd în vedere notaţiile din figura 2.35. Pentru o rotaţie a discului fulant *DF*, pistonaşele *P*, în număr de *k* vor executa o cursă de aspiraţie şi refulare în cilindrii prevăzuţi în corpul *CP* al pompei, realizînd debitul specific.

$$q_1 = shk, \tag{2.20}$$

în care: $s = \frac{\pi d_p^2}{4}$ este secţiunea pistonaşului cu diametrul d_p; $h = 2R \sin \alpha$ — cursa pistonaşelor; k — numărul de pistonaşe.

Considerînd turaţia n_0 a arborelui de acţionare *AA*, debitul pompei este:

$$Q_t = q_1 n_0 = \frac{\pi d_p^2}{2} R \sin \alpha \, k n_0 \cdot 10^{-6}, \tag{2.21}$$

în care Q_t este debitul teoretic al pompei, în l/min, pentru dimensiunile exprimate în mm; α — unghiul de înclinaţie a discului fulant.

Dacă înclinaţia α a discului fulant *DF* are valoare constantă, pompa este denumită *cu debit constant*, iar dacă constructiv este posibilă reglarea acestui unghi la diferite valori variabile α_r, pompa este *cu debit reglabil*. Cilindrii de lucru ai pompei se pun în mod succesiv în legătură cu conducta de aspiraţie şi cea de refulare cu ajutorul plăcii distribuitoare *D*. Arcurile spirale *AS* ajută la o funcţionare optimă a pompei, mai ales pentru cazurile cînd n_0 este mic.

Motoarele hidraulice cu pistonaşe ca şi pompele, pot fi de construcţie axială sau radială, de asemenea pot fi cu aspiraţie interioară sau exterioară. Motoarele în general au construcţia similară cu a pompelor, diferă doar dimensiunile lor. Ele se construiesc ca motoare independente (mai ales pentru mişcarea de avans) datorită gabaritului lor redus şi ca motoare, pentru variatoare hidraulice de turaţii.

Scanned with OKEN Scanner

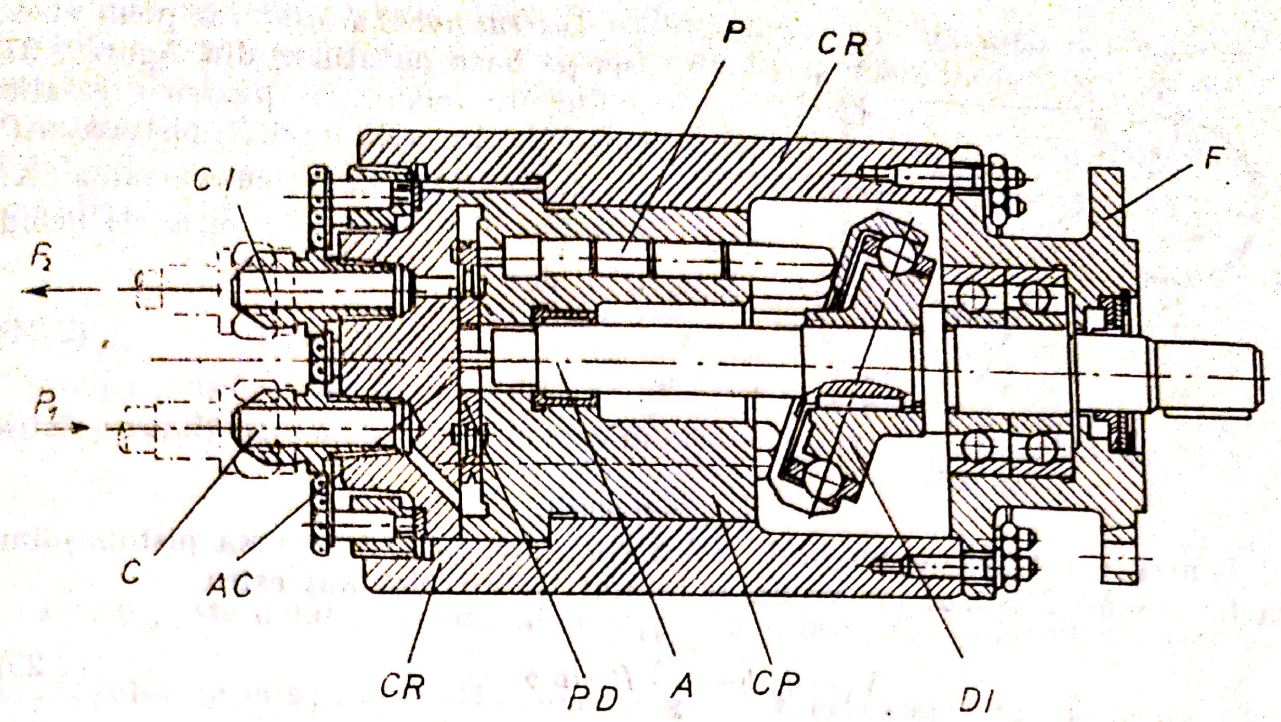


Fig. 2.36

Aceste tipuri de motoare se construiesc ca unități de mărimi foarte variate, cu puteri de 1,6 ... 50 kW și turațiile de 500 ... 2 500 rot/min.

Cunoscînd debitul cu care este alimentat motorul hidraulic, se poate determina ușor momentul motor care se poate culege la arborele central, utilizînd relația:

$$M_{mef}=\frac{N_m}{\omega}\eta_t=\frac{Q_m p_a}{2\pi n}\eta_t. \qquad (2.22)$$

Știind că Q_m se poate exprima cu aceeași expresie ca și Q_t (2.21), se poate scrie:

$$M_{mef}=\frac{\pi d_p^2}{4} Rk\, p_a\, \eta_t \sin\alpha, \qquad (2.23)$$

în care: M_{mef} este momentul motor efectiv, în daN·cm; d_p — diametrul pistonașelor, în cm; R — raza pe care sînt plasate pistonașele, în cm; p_a — presiunea lichidului de alimentare, în daN/cm²; η_t — randamentul total al motorului; α — unghiul de înclinație al discului fulant.

În figura 2.36 este reprezentat un motor cu pistonașe axiale, la care în camera de aspirație este trimis lichid la presiunea p_a prin conducta C. Lichidul dirijat prin placa distribuitoare PD ajunge în corpul CP al motorului, prevăzut cu o serie de cilindri în care se află pistonașele P.

Astfel discul înclinat DI care este pus în mișcare de rotație, transmite momentul motor arborelui A. Lichidul la presiunea p_2 părăsește motorul prin conducta de întoarcere CI.

O grupă separată de pompe cu pistonașe axiale formează pompele care au legătură forțată între discul (corpul) de acționare și tija pistonașelor, figura 2.37. Reglarea debitului se face prin înclinarea corpului CP la un unghi $\pm\alpha$ în funcție de valoarea debitului ce trebuie refulat de către pompă.

Scanned with OKEN Scanner

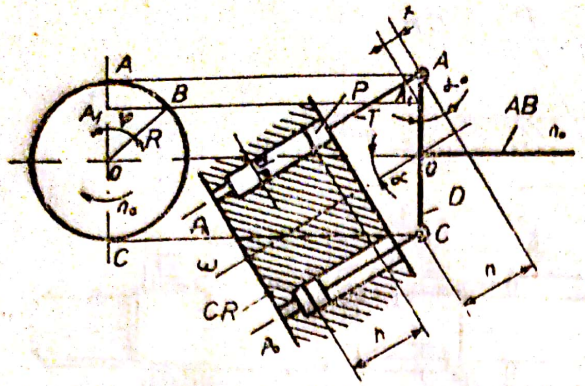


Fig. 2.37

Determinarea debitului se poate efectua pe baza notațiilor din figura 2.37 avînd în vedere că pentru o rotație cu unghiul φ a discului D, pistonașul P se deplasează axial cu valoarea X, refulînd un volum elementar de lichid dV, deci:

$$dV = s_p X, \qquad (2.24)$$

în care $s_p = \frac{\pi d_p^2}{4}$ este secțiunea pistonașului.

Pentru o rotație cu unghiul $\varphi = \pi$ (faza de refulare), cursa pistonașului va fi: $X = h = 2R\sin\alpha$, iar volumul refulat de un pistonaș este:

$$V_1 = a_p\, h = \frac{\pi d_p^2}{2} R \sin\alpha. \qquad (2.25)$$

Cunoscînd turația n_0 a arborelui AB de acționare și numărul de pistonașe k ale pompei, se poate scrie expresia debitului teoretic:

$$Q_t = \frac{\pi d_p^2}{2} R\, k\, n_0 \sin\alpha \cdot 10^{-6}, \qquad (2.26)$$

în care: Q_t este debitul teoretic, în l/min; d_p — diametrul pistonașului, în mm; R — raza de articulație a tijei pistonașului cu discul de acționare, în mm; k — numărul de pistonașe; n_0 — turația de acționare a pompei; α — unghiul de înclinare a corpului pompei față de discul de acționare.

Pentru determinarea debitului efectiv al pompei se are în vedere randamentul volumetric η_{vol} care la pompele cu pistonașe are valoarea de 0,93 ... 0,98, în cazul unor debite de 4 ... 400 l/min la presiuni de 60 ... 75 daN/cm². Valorile mai mari ale randamentului volumetric se obțin la pompele cu presiune și debit mare.

Pompele cu pistonașe radiale utilizate în circuitele hidraulice de acționare ale mașinilor-unelte în majoritatea lor sînt de tipul cu aspirație interioară.

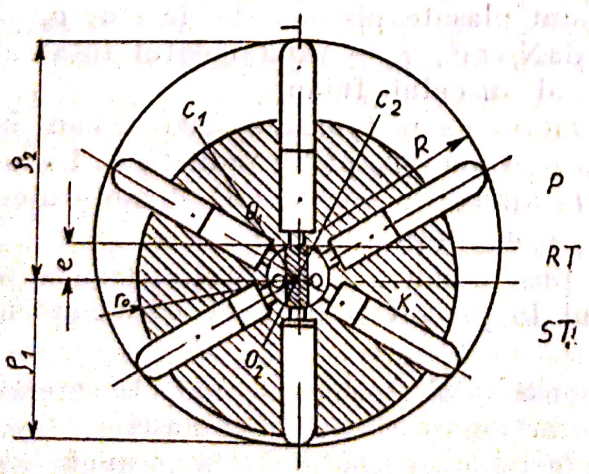


Fig. 2.38

Pistonașele P (fig. 2.38) plasate în rotorul RT sub acțiunea unor arcuri sau sub acțiunea forței centrifuge sînt împinse spre statorul ST. Datorită poziției excentrice a statorului față de rotor, în procesul de rotație pistonașele P vor avea o mișcare relativă față de rotor, astfel că în faza de îndepărtare față de centrul de rotație (al rotorului) pistonașele vor trece prin zona de absorbție C și prin depresiunea realizată permit absorbția unei cantități de lichid, care se transportă în zona de refulare C_2 de unde datorită de-

Scanned with OKEN Scanner

plasării pistonașelor înspre centrul rotorului lichidul este transmis în conducta de refulare a pompei. Arborele central k este fix și îndeplinește rolul de distribuitor, fiind prevăzut cu orificii speciale.

Debitul pompei cu pistonașe radiale se determină avînd în vedere lichidul refulat de o suprafață s_p circulară, cu diametrul d_p pentru o cursă $h=2e$ la o rotație a rotorului.

$$V_1 = s_p\, h = \frac{\pi d_p^2}{2}\, e. \tag{2.27}$$

Pompa avînd z_p pistonașe, iar rotorul fiind acționat cu turația n_0, considerînd și randamentul volumetric η_{vol} debitul efectiv al pompei va fi:

$$Q_{ef} = \frac{\pi d_p^2}{2}\, e\, z_p\, n_0\, \eta_{vol} \cdot 10^{-6}, \tag{2.28}$$

în care: Q_{ef} este debitul efectiv al pompei, în l/min; d_p — diametrul activ al pistonașului, în mm; $e = \frac{\rho_2 - \rho_1}{2}$ — excentricitatea carcasei față de rotor, în mm; z_p — numărul pistonașelor; n_0 — turația de acționare, în rot/min.

Debitul pompei ca și în cazul pompelor cu pistonașe axiale, are un caracter pulsatoriu.

2.3.1.4. **Pompe cu șurub.** Pompele cu șurub derivă din pompele cu roți dințate cu dantură înclinată avînd lățimea dintelui și unghiul de înclinație mare, iar numărul de dinți (începuturi) mic 1; 2 ... 5.

La aceste pompe camera de absorbție și cea de refulare este despărțită prin una sau mai multe spire ale șurubului, în funcție de numărul de începuturi, de modulul și de (lățimea) lungimea lui.

Principiul de funcționare al pompei este identic ca și la pompa cu roți dințate, adică: în procesul de rotire, în zona de ieșire din angrenare a profilelor are loc o depresiune, care provoacă absorbirea lichidului, pe cînd în zona de intrare în angrenare acest lichid este expulzat.

Pompele cu șurub pot avea 2, 3 respectiv 5 șuruburi, plasate în poziție paralelă de angrenare (fig. 2.39). Volumul de lucru al pompei cu șurub este golul filetului, prin care lichidul este transportat în sens axial datorită dislocării treptate ce are loc în urma procesului de angrenare a flancurilor. Etanșarea volumului de lucru este realizată prin flancurile filetului și prin ajustajul corespunzător ales între șurub (rotor) și carcasă (stator).

În sistemele hidraulice de acționare ale mașinilor-unelte cel mai frecvent sînt întîlnite pompele cu trei șuruburi (fig. 2.39), care în construcția lor au un șurub central *SC* (conducător) și două șuruburi laterale *SL* (conduse). Șuruburile *SC* și *SL* sînt introduse într-o carcasă comună *CC* și acționate de către un motor electric prin arborele *AB*. Pentru preluarea forțelor axiale rezultate din procesul de lucru, șuruburile la un capăt (pompa funcționează numai într-un sens) sînt prevăzute cu lagăre axiale *LA* — solicitări radiale nu au loc. Elementele constitutive ale pompei sînt plasate în carcasa camerei de absorbție *CCA* și a camerei de refulare *CR*.

Aceste pompe funcționează la presiuni pînă la 200 daN/cm² și un domeniu foarte larg de turații 1 500 ... 10 000 rot/min.

Scanned with OKEN Scanner

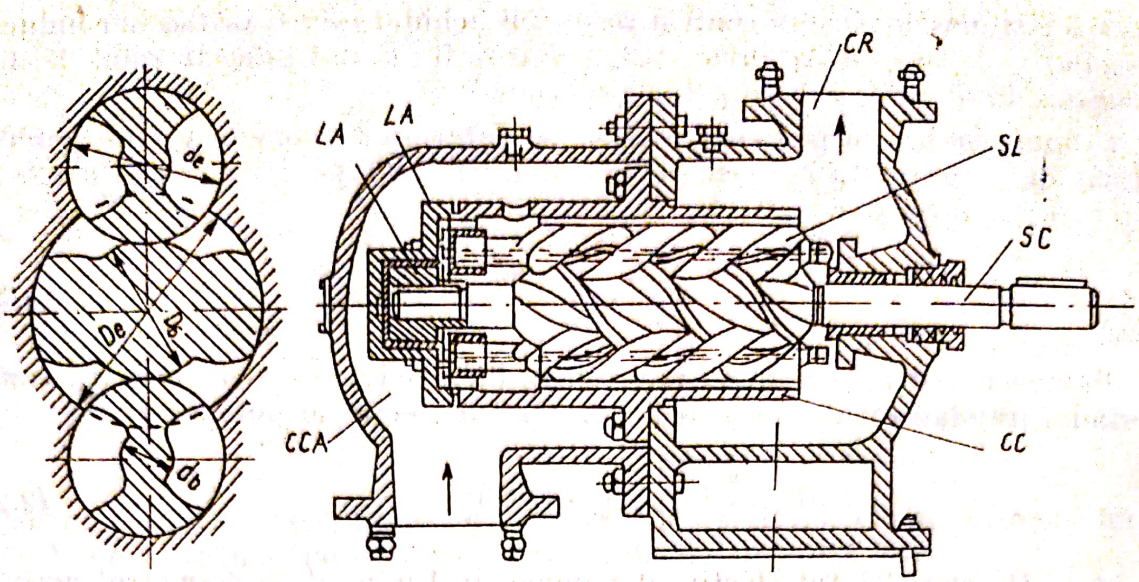


Fig. 2.39

Prezintă avantajul unui debit aproape lipsit de pulsații și o funcționare cu zgomot foarte redus, dar au un dezavantaj prin care se limitează utilizarea lor; la vîscozitatea lichidului de 1,5 ... 2,5 °E randamentul volumetric este numai de 40 ...60%.

Debitul pompei cu trei șuruburi, utilizînd notațiile din figura 2.39 se determină cu formula:

$$Q=\frac{3\pi hn}{16}(D_e^2-D_b^2)10^{-3}, \qquad (2.29)$$

în care: Q este debitul, în l/min; h — pasul șurubului, în cm; n — turația șurubului central, în rot/min; D_e — diametrul exterior al șurubului central, în cm; D_b — diametrul de bază al șurubului central, în cm.

2.3.1.5. Motoare hidraulice liniare. Motorul hidraulic cu piston pentru mișcarea rectilinie este întîlnit cel mai frecvent în construcția mașinilor-unelte. Acest motor, compus dintr-un cilindru și piston, se utilizează atît pentru acționarea mișcării principale sau de avans, cît și pentru mișcările auxiliare de strîngere (la dispozitive), de blocare, de alimentare a mașinilor-unelte etc.

Motoarele hidraulice cu mișcare rectilinie pot fi: *1* — cu deplasarea pistonului, față de cilindrul fix; *2* — cu deplasarea cilindrului față de pistonul fix. De asemenea aceste motoare pot fi grupate în: *a* — motoare cu piston (diferențial) cu tijă unilaterală; *b* — motoare cu piston cu tijă bilaterală. Principalele elemente constructive ale unui motor hidraulic pentru mișcarea rectilinie alternativă sînt reprezentate în figura 2.40. Cilindrul *CL* confecționat din țeavă de oțel cu ajutorul bucșelor filetate *BF* este fixat de corpul fix al mașinii. La cele două capete este prevăzut cu cîte un capac dintre care cel din stînga *CS* este înfundat, iar prin celălalt *CD*, trece tija *T* a pistonului *P*. Pistonul și tija sînt asamblate cu ajutorul piuliței *PL* care este asigurată prin șurubul *Ș*. De tija *T* a pistonului se fixează corpul *CP* al ansamblului acționat în mișcare rectilinie alternativă. Etanșarea una față de alta a celor două camere de lucru ale motorului, este realizată prin intermediul segmenților de piston *SP*, iar a tijei pistonului prin sistemul de garnituri *G*. Alimentarea motorului cu lichid sub presiune se face alternativ prin orificiile *O*.

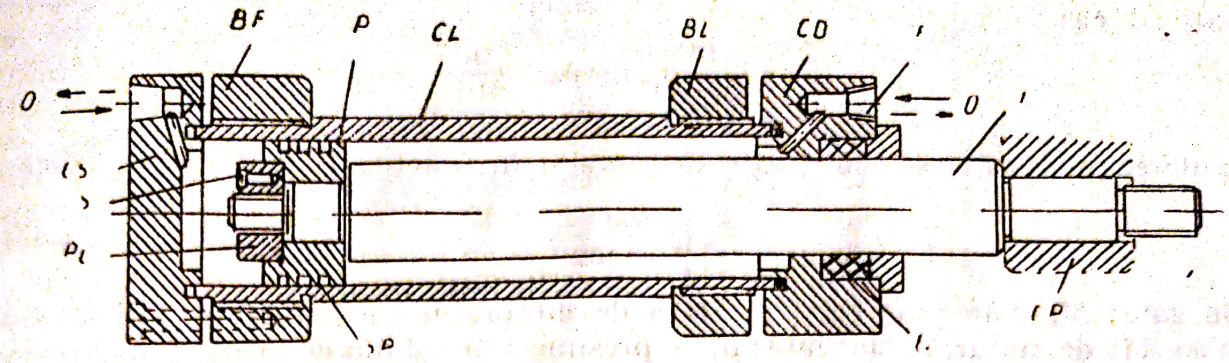


Fig. 2.40

Forțele care acționează pe cele două suprafețe laterale ale pistonului se pot exprima prin:

$$F_1=\frac{\pi D^2}{4}p_1 \text{ și } F_2=\frac{\pi (D^2-d^2)}{4}p_2.$$

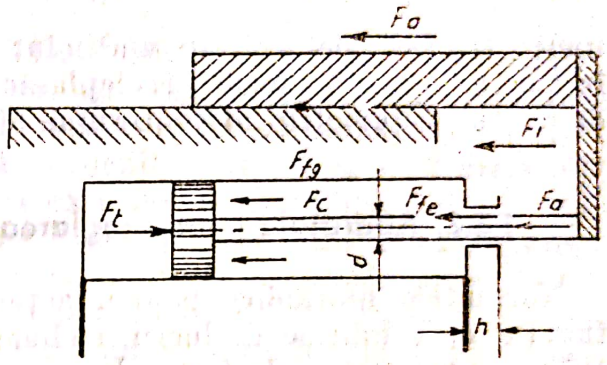


Fig. 2.41

Forța F_t din tijă prin valoarea sa trebuie să asigure desfășurarea procesului de acționare în mișcare rectilinie a ansamblului mașinii, la care este utilizat motorul cu piston. Astfel, pentru cazul ilustrat în figura 2.41, forțele care lucrează în sistem sînt:

$$F_t=F_a+F_{fg}+F_{fe}\pm F_i+F_c, \qquad (2.30)$$

în care: F_a este componenta forței de așchiere pe direcția tijei pistonului; F_{fg} — forța rezistentă de frecare din ghidajele mesei; F_{fe} — forța rezistentă de frecare din sistemul de etanșare a tijei și a pistonului; F_i — forța de inerție datorită maselor pieselor sistemului în mișcare. Forța de inerție poate fi de același semn sau de semn contrar cu forța F_t; de asemenea, poate sau nu acționa în același timp cu forța de așchiere F_a.

Presiunea lichidului pentru acționarea motorului se poate determina prin relația:

$$p_1=\frac{F_t}{S_1}, \qquad (2.31)$$

în care: p_1 este presiunea de lucru, în daN/cm²; s_1 — suprafața activă a pistonului, în cm²; F_t — forța activă totală a motorului cu piston, în daN.

Puterea motorului hidraulic rezultă din relația:

$$N_m=\frac{F_t v_m}{60.102}, \qquad (2.32)$$

unde: N_m este puterea dezvoltată a motorului hidraulic, în kW; F_t — forța activă totală a motorului, în daN; v_m — viteza medie de acționare a motorului, în m/min.

Scanned with OKEN Scanner

Știind că:

$$F_t = \frac{\pi D^2}{4} p_1, \text{ iar } v_m = \frac{Q_n}{\frac{\pi D^2}{4}},$$

puterea motorului se mai poate exprima și în funcție de debitul Q_m, adică:

$$N_m = \frac{Q_m p_1}{60.102}, \tag{2.33}$$

în care: N_m este puterea dezvoltată de motor, în kW; Q_m — debitul mediu absorbit de motor, în cm³/min; p_1 — presiunea lichidului de lucru, în daN/cm².

Debitul absorbit de motorul hidraulic rezultă din relația:

$$Q_m = \frac{s_1 v_m}{\eta_{vol}} 10^2 = 78{,}5 \frac{D^2 v_m}{\eta_{vol}}, \tag{2.34}$$

unde: Q_m este debitul, în cm³/min; D — diametrul exterior al cilindrului, în cm; v_m — viteza medie de deplasare a pistonului, în m/min; η_{vol} — randamentul volumetric al motorului hidraulic.

2.3.2. Aparataje pentru reglarea și comanda circuitelor hidraulice

Circuitele hidraulice pentru acționarea și comanda mașinilor-unelte, în funcție de condițiile de lucru, trebuie să asigure anumite valori ale parametrilor cinematici și de forță. În consecință aceste circuite includ în sistemul lor o serie de aparataje de reglare.

Aparatajele pentru reglarea și comanda (mașinilor-unelte) circuitelor hidraulice în funcție de destinația lor, pot fi grupate în: 1 — aparataje pentru reglarea presiunii; 2 — aparataje pentru reglarea direcției de circulație a lichidului; 3 — aparataje pentru reglarea debitului.

2.3.2.1. **Aparataje pentru reglarea presiunii.** Reglarea presiunii în circuitele hidraulice se realizează cu ajutorul unor aparataje denumite supape de presiune. Aceste supape, montate în diferite părți ale circuitului, pot îndeplini următoarele funcțiuni:

- limitarea presiunii maxime a pompei și a circuitului hidraulic (supape de siguranță și de deversare);
- limitarea presiunii maxime numai într-o ramificație a circuitului (supape de reținere și de contrapresiune);
- asigurarea constantă a presiunii sau a diferenței de presiune într-o ramificație a circuitului, respectiv, între două puncte ale sistemului (supape de reducție);
- asigurarea funcționării într-o succesiune stabilită a diferitelor părți din circuitul hidraulic (supape de trecere și de succesiune);
- menținerea la valoare constantă a debitului (droselului, pentru stabilizarea vitezei motorului hidraulic (supape stabilizatoare de presiune).

În afară de cele expuse mai sus, cu ajutorul supapelor de presiune pot fi realizate diferite alte reglări complexe, din care cauză nu se poate face o delimitare rigidă a construcției și confecționării lor.

Supape de siguranță și de deversare. Supapele de siguranță limitează valoarea maximă a presiunii lichidului în circuit și prin aceasta protejează întreaga instalație hidraulică contra suprasolicitărilor. Supapa de siguranță lucrează

Scanned with OKEN Scanner

normal închis; ea se deschide numai în cazul cînd presiunea lichidului întrece valoarea presiunii de regim. În acest caz permite evacuarea unei cantităţi de lichid din circuit, evitînd astfel supraîncărcarea sistemului. Supapa de siguranţă se utilizează în circuitele hidraulice alimentate cu pompă cu debit reglabil. În aceste circuite debitul refulat de pompă este preluat integral de motorul hidraulic acţionat. Supapa de siguranţă se dimensionează astfel încît pentru cazuri accidentale debitul întreg al pompei să poată reveni prin ea în rezervorul hidraulic.

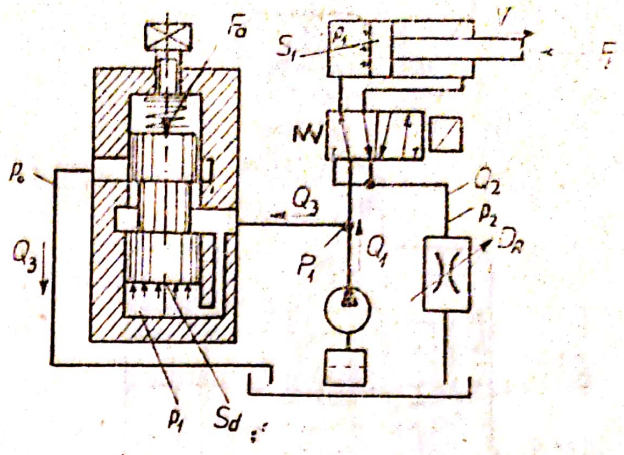


Fig. 2.42

Supapele de deversare de asemenea limitează valoarea maximă a presiunii în circuit, dar faţă de cele de siguranţă, ele lucrează normal deschis, permiţînd reîntoarcerea surplusului de debit în rezervor. Aceste supape se utilizează în circuitele alimentate cu pompă cu debit constant şi se dimensionează astfel încît să fie evitată laminarea excesivă a lichidului.

În figura 2.42 este reprezentată schema principială şi racordarea în circuitul hidraulic a unei supape de deversare. Funcţionarea este următoarea: circuitul hidraulic este alimentat de o pompă cu debit constant Q şi presiunea p_1, iar viteza de deplasare a pistonului motorului este reglată la valoarea v, prin droselul D_R care permite evacuarea unui debit Q_2.

Pentru cazul cînd $Q_1 > Q_2$, în circuit apare un surplus de lichid $Q_3 = Q_1 - S_1 v = Q_1 - Q_2$, care acţionează prin presiunea p_1 asupra secţiunii S_d a supapei de deversare învingînd forţa F_a a arcului. Astfel, supapa se deschide şi debitul Q_3 este readus în rezervor. Deci, valoarea presiunii p_1 este în funcţie de valoarea forţei reglate F_a din arc, fapt care rezultă şi pe baza ecuaţiei statice de echilibru.

$$p_1 S_d - F_a = 0, \tag{2.35}$$

de unde:

$$P_1 = \frac{F_a}{S_d}, \tag{2.36}$$

în care: p_1 este presiunea de alimentare a circuitului, în daN/cm²; S_d — secţiunea de comandă a supapei de deversare, în cm²; F_a — forţa reglată din arc, în daN.

Supapele de deversare funcţionînd în regim normal deschis, dimensionarea lor se face după un regim de lucru dinamic, ţinîndu-se seama de influenţa pulsaţiei debitului şi a presiunii pompei de alimentare a circuitului hidraulic.

În figura 2.43 este prezentată construcţia comună a unei supape de deversare şi de siguranţă. Lichidul la presiunea P, acţionează asupra suprafeţelor frontale ale pistonaşului P, care sub acţiunea forţei arcului R opturează secţiunea de evacuare spre rezervor. Dacă în circuit creşte presiunea lichidului peste valoarea lui p_1, atunci, prin orificiul calibrat al amortizorului AM, această variaţie se transmite în camera C, de unde, prin ridicarea bilei B se

Scanned with OKEN Scanner

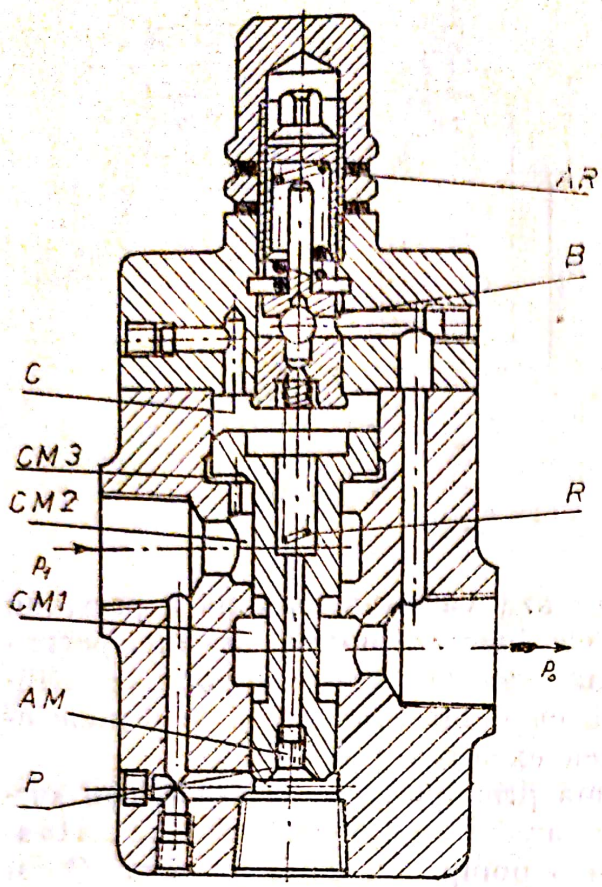


Fig. 2.43

va evacua o cantitate de lichid în rezervor, la presiunea p_0. Prin ridicarea de pe scaun a bilei B, în camera C presiunea scade brusc, iar echilibrul pistonaşului este anulat, din care cauză pistonaşul P este deplasat în sus, iar secţiunea de evacuare a lichidului spre rezervor se deschide.

În cazul cînd variaţia de debit care a provocat creşterea presiunii a fost mică şi de scurtă durată, sistemul revine în poziţie iniţială după restabilirea echilibrului presiunilor; în caz contrar supapa rămîne deschisă şi funcţionează ca supapă de deversare, lichidul trecînd prin camerele *CM1* şi *CM2* înapoi în rezervor. Presiunea maximă din circuit se reglează cu ajutorul arcului *AR*.

Supape de reţinere, de trecere şi de succesiune. Aceste supape au principii de funcţionare identice, ele se deosebesc numai prin rolul şi locul ocupat în circuitul hidraulic.

Supapa de reţinere sau de *contrapresiune* are rolul de a reţine lichidul în conducta de evacuare a circuitului provocînd astfel o forţă hidraulică de sprijin a pistonului acţionat. Prin utilizarea supapei de contrapresiune se reduce şocul dinamic de pornire şi de inversare a motorului hidraulic liniar, amplasarea ei se face pe conducta de evacuare a circuitului şi se creează o contrapresiune de 2 ... 3 daN/cm².

Supapa de reţinere reprezentată în figura 2.44 se compune din corpul *CP* în care elementul de etanşare *ET* cu partea tronconică se aşază pe scaunul *SC* sub acţiunea arcului *AR*. Arcul este tensionat la o forţă constantă prin intermediul capacului *C*. Lichidul poate circula prin supapă numai într-un sens, de la orificiul O_1 la O_2, fapt care permite utilizarea ei şi ca supapă de sens unic.

Supapa de trecere se utilizează în cazul cînd dintr-un circuit principal se alimentează mai multe motoare hidraulice, iar intrarea lor în funcţiune dorim să aibă loc pentru anumite valori ale presiunii lichidului.

În figura 2.45 este reprezentată construcţia unei supape de trecere compusă din corpul *C* în care se află pistonaşul diferenţial *PD* care sub acţiunea arcului *AR* ocupă o poziţie prin care opturează camera *C2* de *C1*. Trecerea prin supapă are loc numai pentru cazul cînd $S_T p_1 > F_a$. Starea de echilibru static, în poziţia deschisă a ventilului, se exprimă prin relaţia:

$$S_T p_1 + S'_T p_2 = F_a + yk, \qquad (2.37)$$

în care S_T şi S'_T sînt suprafeţele corespunzătoare ale pistonaşului; p_1, p_2 — presiunile în camerele 1, respectiv 2; F_a — forţa iniţială reglată a arcului;

Scanned with OKEN Scanner

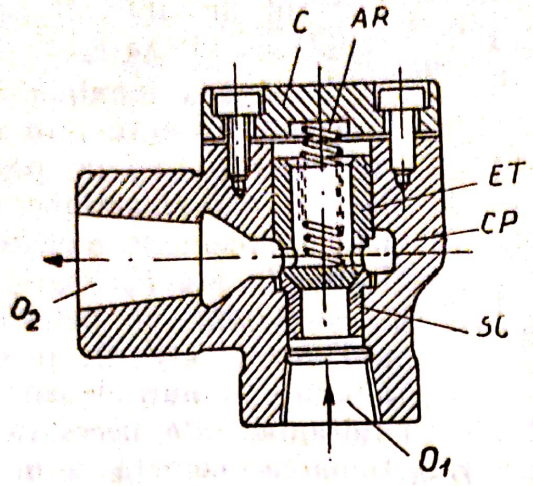


Fig. 2.44

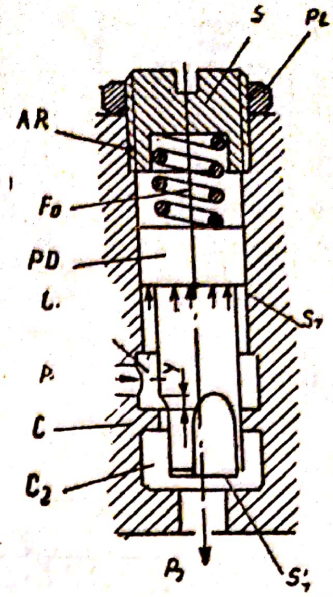


Fig. 2.45

y — cursa pistonașului, corespunzătoare trecerii debitului de lichid; k — constanta arcului.

Reglarea forței din arc F_a se efectuează cu ajutorul șurubului S, care apoi se blochează cu piulița PL.

Cu ventilul de succesiune se determină ordinea de intrare în funcțiune a organelor de execuție într-un circuit hidraulic. Succesiunea este asigurată prin conexiunea în serie a ventilelor, care permit intrarea în funcțiune a unui circuit, numai după ce circuitul anterior este în acțiune.

Un asemenea circuit hidraulic este reprezentat în figura 2.46, în care pompa de debit constant alimentează în circuit un debit Q_0. Condiția de funcționare a sistemului este:

$$p_1 > p_2 > p_3 \text{ și } Q_0 > Q_1 + Q_2 + Q_3.$$

Presiunea maximă din sistem este determinată prin reglarea corespunzătoare a supapei de deversare V_d.

Supapa de descărcare este utilizată în circuitul cu două sau mai multe pompe hidraulice. Aceasta, în general, permite în timpul procesului de lucru reîntoarcerea din circuit a unui debit mare pe lîngă o rezistență relativ mică.

În figura 2.47 este reprezentată schema principială a unui circuit hidraulic cu două pompe de alimentare și modul de reglare a supapei de descărcare, avînd pompa *1* cu presiunea p_1 mare și debitul Q_1 mic, iar pompa *2* cu presiunea p_2 mică și debitul Q_2 mare.

În faza de lucru, pompa *1* alimentează volumul de lucru al motorului hidraulic deoarece $p_1 > p_2$, iar pompa *2* este scurtcircuitată la rezervor prin supapa de descărcare V_{ds}. Scurtcircuitarea (descărcarea) pompei are loc în mod automat, odată cu creșterea presiunii p_1 din circuitul de lucru — peste valoarea lui p_2, cînd are loc închiderea supapei de sens unic cu bile și deplasarea pistonașului supapei în contra forței arcului F_a (poziție reprezentată în figură).

Pentru faza de mers în gol (întoarcere) valoarea presiunii p_1 scade brusc și devine $p_1 < p_2$, în care caz se deschide supapa de descărcare, iar debitul Q

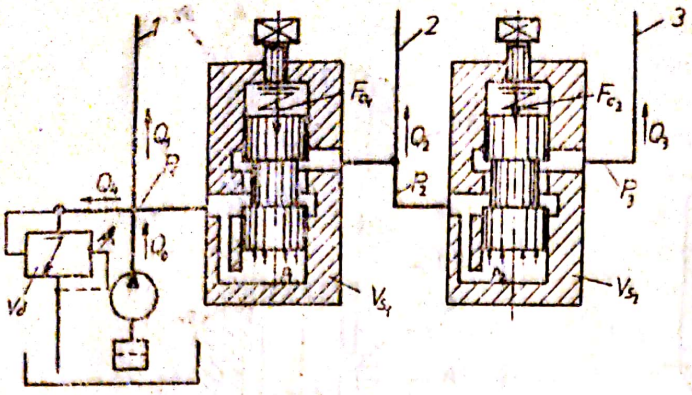


Fig. 2.46

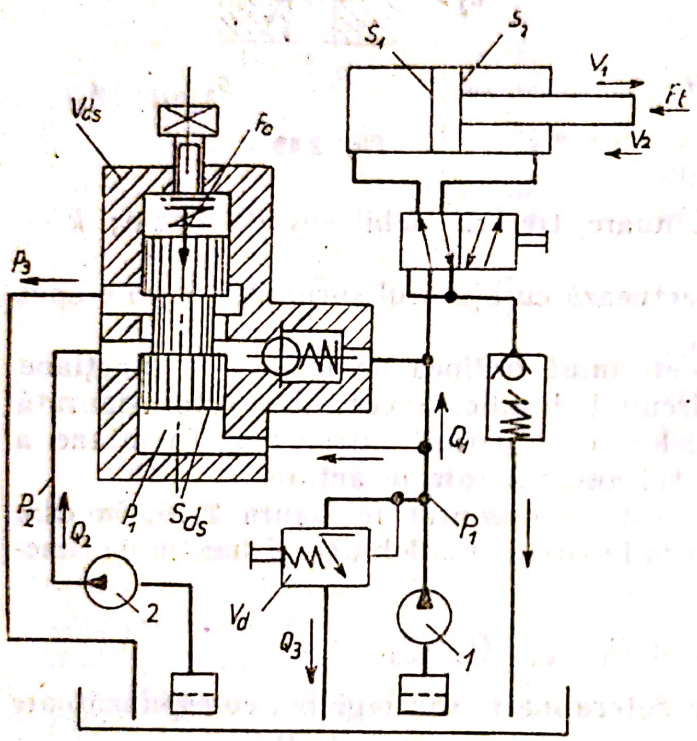


Fig. 2.47

al pompei *2* trece prin supapa de sens unic și cumulat cu debitul Q_1 al pompei *1*, acționează motorul hidraulic în mișcare rapidă cu viteza v_2.

Presiunea maximă în circuit este limitată prin supapa de deversare V_d, iar presiunea la care intră în acțiune supapa de descărcare, se reglează prin forța din arc F_a.

Supapele de reducție sînt utilizate în cazurile în care în anumite ramuri ale circuitului hidraulic este necesară funcționarea corectă a unor organe de execuție la presiuni mai mici decît cea limitată prin supapa de siguranță sau de deversare.

Supapele de reducție pe baza construcției și funcționării lor pot fi împărțite în două grupe:

1 — grupa întîi. Cu acestea se poate obține presiune redusă constantă chiar și în cazul cînd sînt alimentate cu lichid cu presiune variabilă.

2 — grupa a doua. Cu acestea se menține constantă diferența de presiune la intrarea și ieșirea din supapă adică căderea de presiune, indiferent de variația presiunii lichidului.

Supapele stabilizatoare de presiune (de debit) sînt cele care asigură menținerea constantă a diferenței de presiune la intrarea și ieșirea din supapă.

Aceste supape se utilizează frecvent în circuitele pentru acționare cu viteză constantă stabilizată a motoarelor hidrostatice liniare. Un astfel de caz este prezentat în figura 2.48.

Pentru ca motorul liniar *MH* să aibă viteza v=constantă stabilizată, trebuie ca debitul Q_{DR} care părăsește circuitul de acționare să fie de valoare constantă. Cunoscînd că $Q_{DR}=\alpha k_1 S_{DR}\sqrt{p_1-p_2}$ și $v=Q_{DR}/S$, rezultă condiția că pentru v=constant trebuie ca $p_1-p_2=\Delta p$ să fie constantă.

Supapele stabilizatoare de presiune (debit) se leagă în paralel cu un drosel, ele funcționează normal deschis, în regim dinamic ca și supapele de reducție. Căderea de presiune care are funcția de stabilizator al presiunii are loc în fanta *X* a supapei. Dimensionarea supapei se face ținînd cont de regimul dinamic de funcționare.

Scanned with OKEN Scanner

2.3.2.2. **Aparataje de distribuţie.** Aparatajele de distribuţie sînt elemente care comandă sensul de circulaţie al lichidului în circuitele de acţionare şi de comandă ale maşinilor-unelte.

Aceste aparataje pot fi:

1 — *de pornire;*

2 — *de inversare.*

Aparatajele de pornire fac parte dintre aparatajele de distribuţie, prin care, de obicei, se face legătura între sursa de acţionare (circuitul pompei) şi circuitul total sau parţial al sistemului hidraulic al maşinii-unelte. Aceste aparataje, în circuitele hidraulice au rol asemănător cu al întrerupătoarelor principale din circuitele electrice.

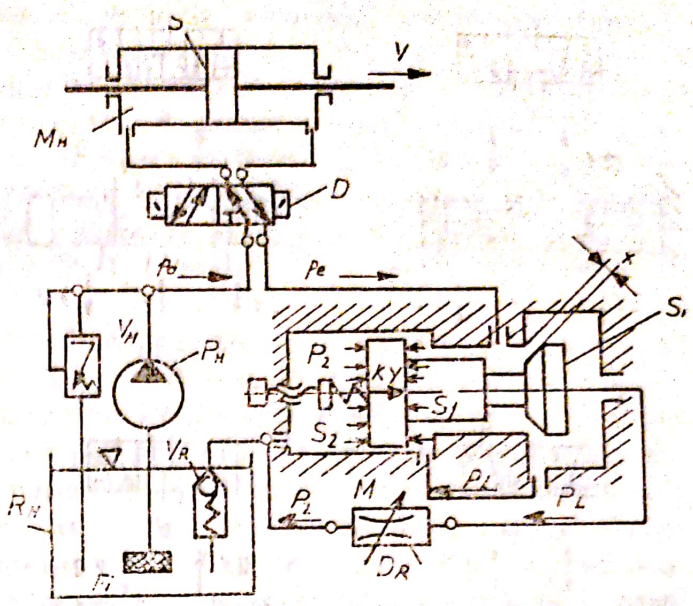


Fig. 2.48

Distribuitoarele de pornire pot fi cu: *sertar rotativ* sau cu sertar cu deplasare liniară. Ele pot fi comandate manual direct sau prin telecomandă pe cale electrică, cu ajutorul unui electromagnet.

Distribuitoarele de inversare pot fi: rotative; cu sertar cu deplasare liniară.

În faza de inversare în sistem au loc variaţii mari de presiune, şocuri şi încălzirea uleiului datorită solicitărilor dinamice rezultate în urma variaţiei vitezei şi acceleraţiei maselor în mişcare. Pentru diminuarea acestor fenomene, distribuitoarele trebuie să asigure o inversare cu şocuri reduse, în timp corespunzător de inversare pe lîngă pierderi minime de energie.

Distribuitoarele rotative utilizate pentru inversare, în principiu sînt identice cu construcţia celor de pornire. Comanda lor poate fi manuală sau mecanică (prin pîrghie acţionată de opritoare plasate pe masa maşinii). Utilizarea acestor inversoare este tot mai rară deoarece se pretează mai puţin la comanda automată, fiind înlocuite de distribuitoarele cu sertar cu deplasare rectilinie.

Distribuitoarele cu sertar cu deplasare rectilinie. Distribuitoarele rectilinii sînt cele mai răspîndite în circuitele hidraulice complexe, de acţionare şi comandă ale maşinilor-unelte, motivul principal fiind multiplele posibilităţi de utilizare a lor.

În figura 2.49 sînt ilustrate principalele tipuri de distribuitoare cu două poziţii ale sertarului. Construcţia cea mai simplă este cu două poziţii şi două

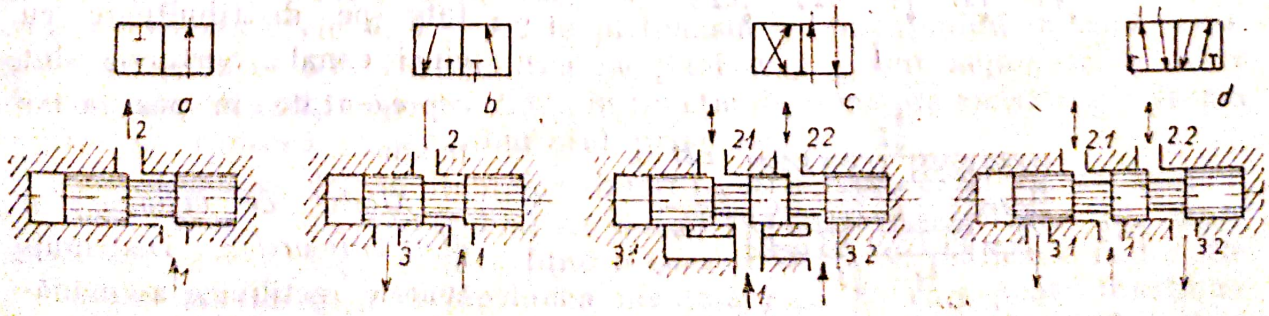


Fig. 2.49

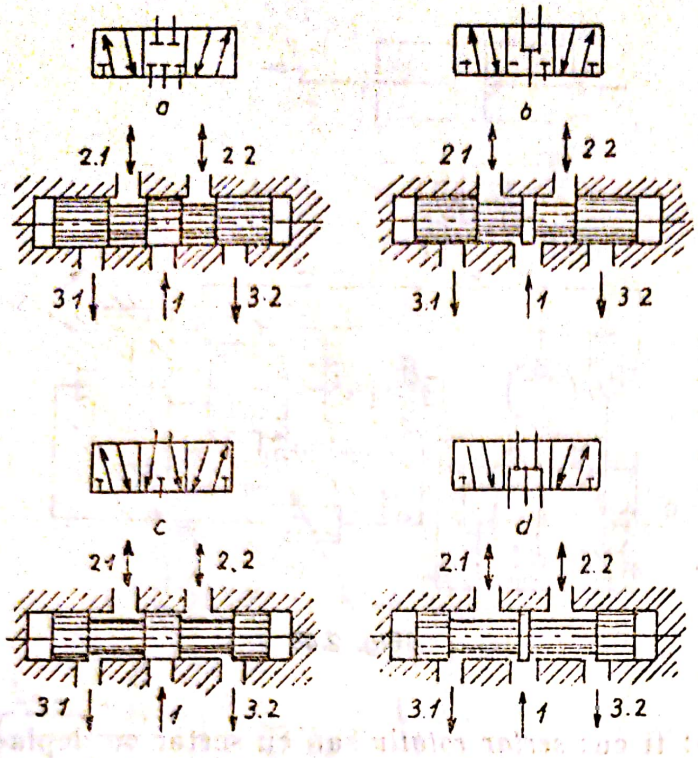


Fig. 2.50

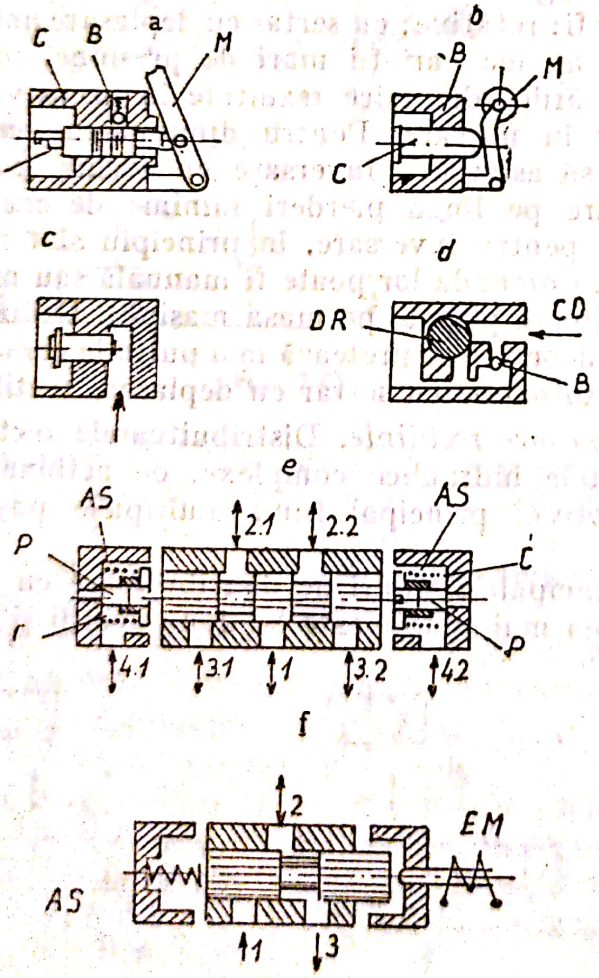


Fig. 2.51

canale distribuitoare (fig. 2.49, *a*), fiind utilizat ca aparataj de închidere și deschidere. Distribuitorul cu două poziții și trei canale (fig. 2.49, *b*) este foarte răspîndit, mai ales pentru comanda motoarelor hidraulice cu piston diferențial cu acționare unilaterală. Se utilizează în unele cazuri și ca releu hidraulic. Canalul *1* este în legătură cu conducta de presiune *2*, cu motorul hidraulic, iar *3* cu conducta de evacuare. În figura 2.49, *c* se arată distribuitorul cu două poziții și patru canale. Acest tip în fond are cinci canale interne, însă cele de evacuare (3.1 și 3.2) sînt legate între ele printr-un orificiu comun practicat în corpul distribuitorului. Rezolvarea sub această formă a distribuitorului prezintă avantaje constructive și economice, dar are rezistență hidraulică mai mare decît soluția (fig. 2.49, *d*) care este tot un distribuitor cu două poziții însă are cinci canale (racordări).

Tipurile cele mai generale ale distribuitoarelor liniare cu trei poziții sînt redate în figura 2.50. Diferitele variante sînt prezentate pe distribuitoare cu cinci canale. Sertarele sînt reprezentate în poziția lor medie.

Modul de acționare a distribuitoarelor. Distribuitoarele rectilinii, asemănător cu alte aparataje hidra-

Scanned with OKEN Scanner

ulice, pot fi acționate direct sau indirect pe cale manuală, mecanică, hidraulică, electromagnetică, pneumatică sau combinată.

În figura 2.51 sînt redate principalele moduri de acționare a distribuitoarelor liniare. Acționarea directă manuală cu ajutorul unei manete M este reprezentată în figura 2.51, *a*. Tija T deplasează sertarul în cele două poziții extreme fixate de bila B care intră în canelurile special prevăzute pentru aceasta. Elementele de acționare sînt susținute de capacul C care se fixează pe corpul distribuitorului. În figura 2.51, *b* este redată acționarea directă mecanică.

Acționarea indirectă pe cale hidraulică sau pneumatică este reprezentată în diferite variante ilustrate în figura 2.51, *c*, *d* și *e*. Pentru acționarea rapidă se utilizează sistemul din (*c*), care primind lichid sub presiune prin conducta CD, deplasează sertarul sub acțiunea pistonașului P. Distribuitorul este prevăzut la ambele capete cu cîte un capac C. Acționarea cu viteză controlată se realizează printr-un sistem prezentat în (*d*), în care lichidul sub presiune primit la racordul CD, trece prin supapa cu bilă de sens unic B și deplasează sertarul distribuitorului. Viteza de deplasare a sertarului se reglează prin droselul DR care se află în capacul C al distribuitorului (și în partea opusă a capacului distribuitorului). În figura 2.51, *e* este arătată comanda indirectă pe cale hidraulică a unui sertar cu trei poziții. Poziția medie a sertarului este asigurată prin arcurile spirale AS, iar cele două poziții extreme prin pistonașele P acționate hidraulic și plasate în capacele C.

Distribuitorul cu acționare electromagnetică este reprezentat în figura 2.51, *f*. Soluția prezentată are acționarea cu un singur electromagnet EM lucrînd la împingere, iar poziția inițială este asigurată de forța din arcul AS.

Se utilizează frecvent și distribuitoare liniare cu două sau trei poziții, cu acționare electromagnetică bilaterală. Utilizarea acționării electromagnetice directe se recomandă în general la distribuitoarele pentru debite mici, la care forța de acționare este relativ mică.

În prezent sînt foarte răspîndite sistemele de acționare combinată-electrohidraulică — a distribuitoarelor rectilinii. Aceste sisteme cu acționare indirectă, prezintă largi posibilități de adaptare la automatizare și la comanda după program. De asemenea, pot fi utilizate și în cazul debitelor și presiunilor mari de lichid.

În figura 2.52 este prezentată acționarea electrohidraulică a distribuitorului pilotat, cu două poziții și cinci canale. Debitul Q_0 refulat de pompă, trece prin circuitul principal și canalele *1*, respectiv *2.2* ale distribuitorului (poziția din figură) în volumul de lucru al motorului hidraulic. Lichidul inactiv părăsește motorul prin canalele *2.1* și *3.1* ajungînd în rezervor. Această circulație a lichidului are loc în urma comenzii efectuate de distribuitorul pilot *b* (astfel denumit în acest caz), care permite accesul lichidului sub presiune prin conductele *5*, *6* și *4.2* la pistonașul P, poziționînd în mod corespunzător sertarul ST. Distribuitoarele pilot *a* și *b* sînt acționate de către electromagneții EM_1 respectiv EM_2, în funcție de comanda emisă și pot forma construcție comună cu distribuitorul principal.

Dimensionarea distribuitoarelor liniare are la bază condiția, ca lichidul care traversează distribuitorul să nu sufere o cădere de presiune mai mare de cît cea admisă Δp_{ad}, aceasta fiind o caracteristică de fabricație în funcție de debitul maxim Q_{max} și presiunea maximă p_{max}, la care poate funcționa distribuitorul. De asemenea distribuitoarele pot fi definite prin diametrul

Scanned with OKEN Scanner

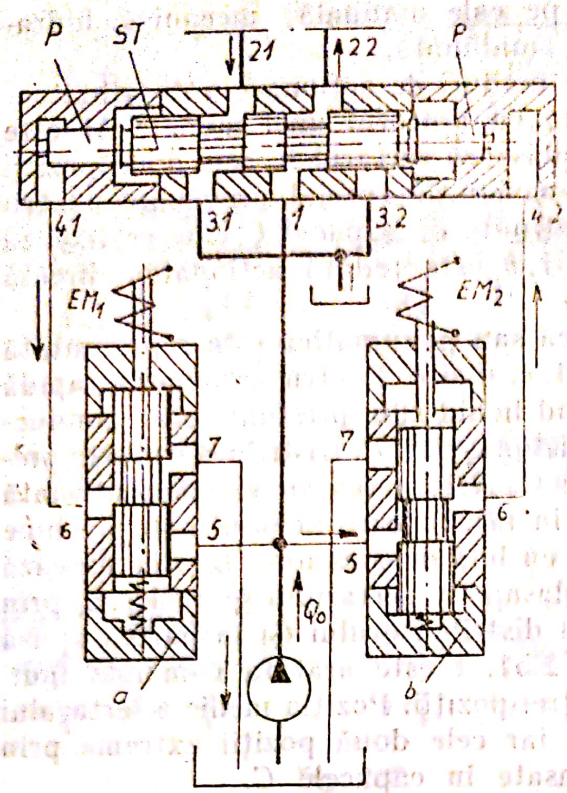


Fig. 2.52

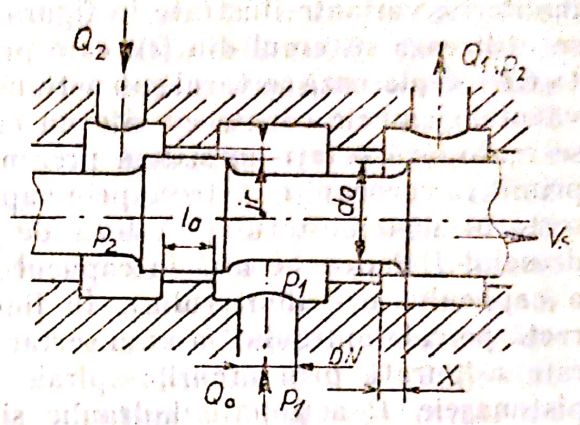


Fig. 2.53

nominal DN, valoare care reprezintă diametrul interior al orificiilor de racordare a distribuitorului cu conductele de legătură (DN=6, 8, 10, 13, 16, 20, 25 și 32 mm). În practica de proiectare se recomandă alegerea unor DN identice cu valoarea diametrului interior al conductei de legătură, care a rezultat prin dimensionare, considerînd o curgere în regim laminor prin aceasta.

În baza notațiilor din figura 2.53 putem scrie:

$$Q_D = \eta k_1 \pi x d_D \sqrt{\Delta p_{ad}}, \tag{2.38}$$

de unde:

$$d_D = \frac{Q_D}{\mu k_1 \pi x \sqrt{\Delta p_{ad}}}, \tag{2.39}$$

în care: d_D este diametrul sertarului distribuitor; Q_D — debitul care traversează distribuitorul; p_{ad} — căderea de presiune admisă; x — deschiderea fantei; μ — coeficient de debit; $k_1 = \sqrt{\frac{2g}{\gamma}}$ — constantă de mediu.

Forma constructivă a pistonașelor sertarului distribuitor se alege astfel încît să se asigure o distribuție a lichidului care să permită o dinamică bună a inversării motorului hidraulic, să evite variațiile mari de presiune, șocuri și încălzirea uleiului, să asigure un timp corespunzător de inversare pe lîngă pierderi minime de energie.

În figura 2.54 sînt prezentate cîteva soluții constructive care răspund condițiilor specificate de mai sus.

2.3.2.3. Aparataje pentru reglarea debitului. Motoarele hidraulice pentru acționarea mașinilor-unelte funcționează cu anumite regimuri de lucru determinate de procesul tehnologic executat. Acest proces tehnologic condiționează valorile turației sau vitezei liniare între anumite limite. Obținerea acestor viteze la mașinile-unelte cu acționare hidraulică, se realizează prin reglarea debitului care circulă în motoarele hidraulice. Posibilitățile de reglare a debitului de lichid sînt tratate la (3.3.3.3).

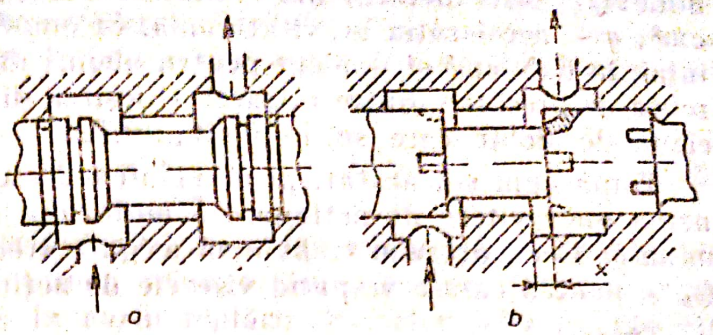


Fig. 2.54

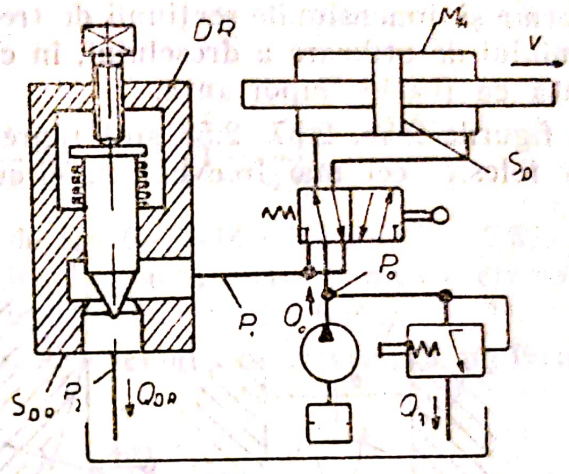


Fig. 2.55

Metoda de reglare a debitului de lichid prin strangulare include în circuitul de acționare un drosel (supapă de strangulare). În acest drosel se poate varia secțiunea de trecere a lichidului și prin acesta debitul care determină viteza de acționare a motorului.

Sistemul de reglare a vitezei prin drosel asigură o stabilitate a valorii deplasării în unitatea de timp numai în cazul cînd valoarea presiunii lichidului înainte și după drosel rămîne constantă.

Asigurarea unor viteze mici (viteze de avans) necesită utilizarea unor drosele speciale, deoarece, în faza de trecere a uleiului prin secțiunile droselului, datorită impurităților mecanice și a gudroanelor aferente, se produce o opturare suplimentară a secțiunii. Principiul de reglare a vitezei cu droselul și legarea acestuia în circuit este reprezentată în figura 2.55. Pentru obținerea unei acționări a motorului cu viteza v, neglijînd pierderile volumice drin drosel trebuie să treacă un debit:

$$Q_{DR}=S_p v, \tag{2.40}$$

în care S_p este secțiunea pistonului, în cm²; v — viteza de deplasare a pistonului, în cm/min.

Determinarea cantității de lichid ce trece printr-un drosel pentru o poziție reglată a acestuia, se poate efectua utilizînd *relația lui Bernoulli* și *ecuația de continuitate*; după o serie de calcule și transformări se ajunge în final la expresia:

$$Q_{DR}=\alpha S_{DR}\sqrt{\frac{2g}{\gamma}}\sqrt{p_1-p_2}, \tag{2.41}$$

unde: Q_{DR} este debitul droselului, în cm³/s; S_{DR} — secțiunea droselului, în cm²; g — accelerația gravitațională, în cm/s²; γ — greutatea specifică a uleiului, în daN/cm³ și se alege pentru uleiuri minerale $=9 \cdot 10^{-4}$; $p_1 - p_2$ — diferența de presiune dintre intrarea și ieșirea din drosel, în daN/cm²; α — coeficient de debit care se ia 0,63 ... 0,72.

După cum s-a arătat, prin reglarea droselului trebuie să se asigure obținerea unor viteze de acționare a motorului între anumite limite bine determinate. Deci, droselul trebuie să asigure trecerea unui debit Q_{min}, respectiv Q_{max}, pentru care corespund vitezele de acționare ale motorului v_{min}, respectiv v_{max}.

Aceste debite nu pot fi obținute decît în cazul cînd droselul dispune de posibilitatea reglării secțiunii de trecere între limitele $S_{DR\ min}$ și $S_{DR\ max}$.

Forma și dimensiunile secțiunii de trecere au influență hotărîtoare asupra domeniului de utilizare a droselului, în consecință analizarea lor trebuie considerată ca foarte importantă.

În figurile 2.56, 2.57, 2.58 sînt reprezentate tipurile de secțiuni ale droselelor folosite cel mai frecvent în circuitele mașinilor-unelte.

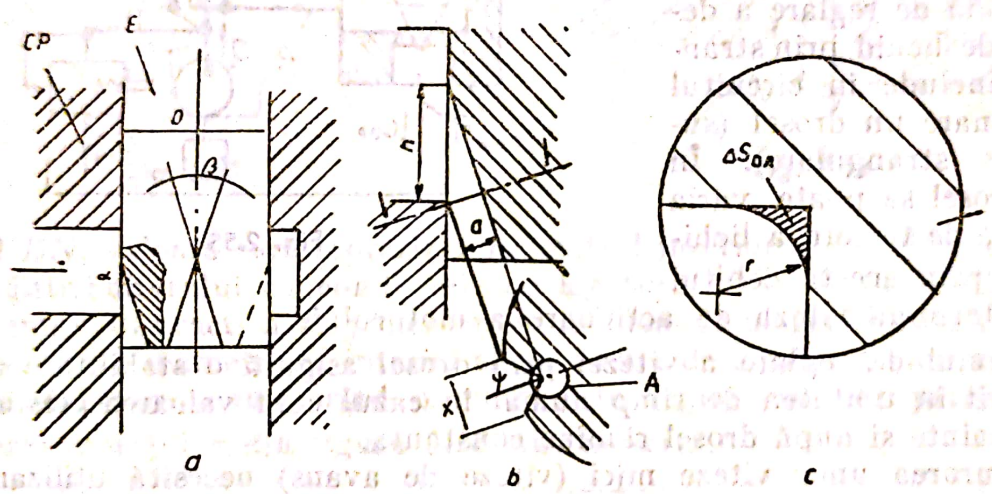


Fig. 2.56

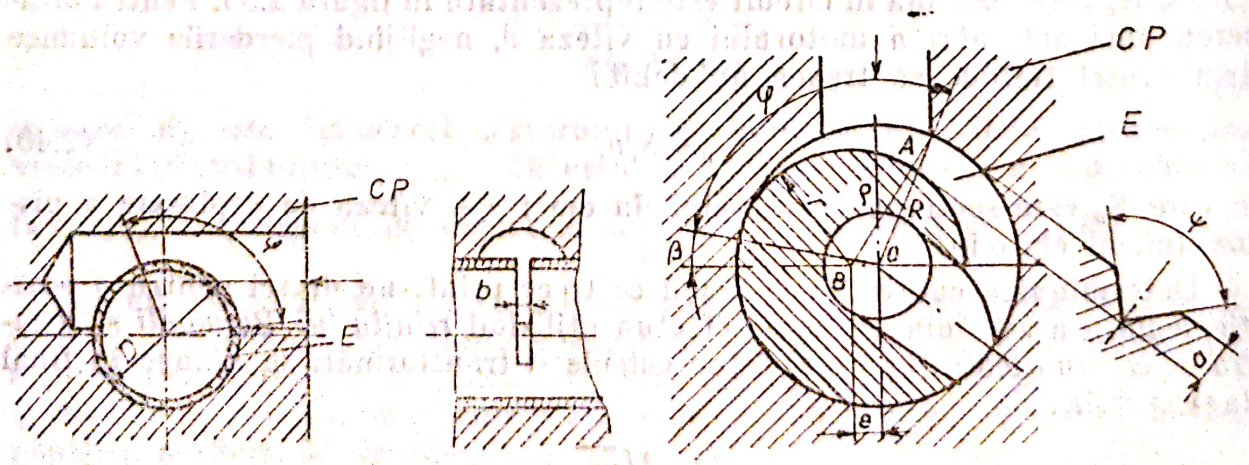


Fig. 2.57 Fig. 2.58

Droselul cu crestătură triunghiulară axială de tip *Heller* (fig. 2.56) prezintă o formă favorabilă pentru reglarea debitelor foarte mici. Secțiunea de trecere se determină suficient de precis conform notațiilor din figura 2.56 cu relația:

$$S_{DR}=z\frac{x\cdot a}{2}, \qquad (2.42)$$

unde: z este numărul de crestături; $a=h\sin\alpha$, iar $x=2h\operatorname{tg}{}^{\beta}/_{2}$. Crestăturile fiind realizate prin frezare, secțiunea triunghiulară se micșorează datorită razei tăișului frezei, lucru care în cazul reglării debitelor mici nu poate fi neglijat. Astfel din secțiunea triunghiulară (fig. 2.56, *c*) se scade valoarea:

$$S_{DR}=r^2\left(1-\frac{\pi}{4}\right).$$

Deci, relația (2.42) devine:

$$S_{DR}=z\left[h^2\operatorname{tg}\frac{\beta}{2}\sin\alpha-r^2\left(1-\frac{\pi}{4}\right)\right]. \qquad (2.43)$$

Droselul cu fanta dreptunghiulară de tip G-77-14-ENIMS (fig. 2.57) se utilizează pentru debitele mijlocii și mici. Reglarea secțiunii de trecere se obține prin rotirea unghiulară a elementului *E* în corpul *CP*.

Secțiunea de trecere, pentru o poziție reglată se determină conform notațiilor din figura 2.57 cu relația:

$$S_{DR}=8{,}7Db\varphi\cdot10^{-3}. \qquad (2.44)$$

Droselul cu crestătura triunghiulară, de tip *Heller* (fig. 2.58), prezintă una dintre formele optime prin care se poate regla debitul între limite foarte largi. Se poate utiliza deopotrivă atît pentru debite mari cît mai ales pentru debite mici.

Secțiunea de trecere a droselului, conform notațiilor din figura 2.58, se determină suficient de precis, cu relația:

$$S_{DR}=2a^3\operatorname{tg}\frac{\psi}{2}, \qquad (2.45)$$

în care:

$$a=\sqrt{R^2+e^2-2eR\cos(\varphi+\beta)}-$$
$$-\sqrt{R^2+e^2-2eR\cos\beta}. \qquad (2.46)$$

Pentru cazul particular, cînd $\psi=90°$, secțiunea $S_{DR}\approx2a^2$. În figura 2.59 este reprezentată construcția comună a unui drosel cu a unei supape de menținere constantă a diferenței de presiune. Avînd în vedere necesitatea menținerii

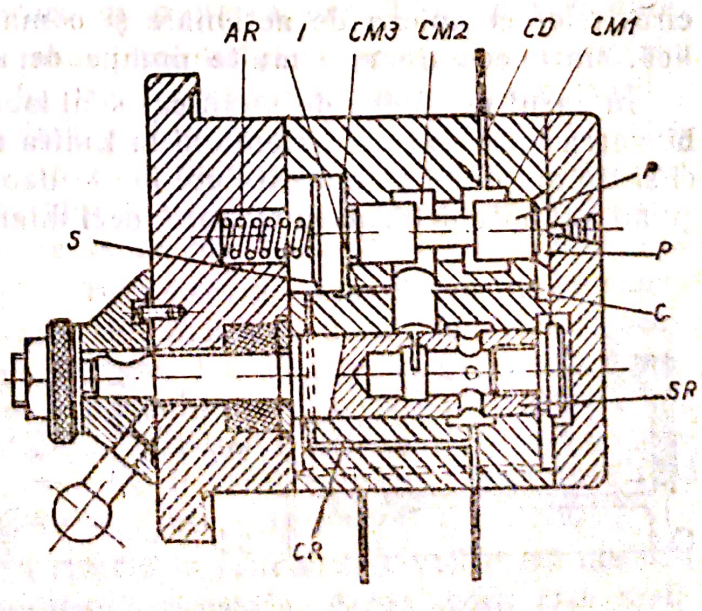


Fig. 2.59

constante în timp a diferenței de presiune înainte și după drosel, pentru a obține un debit constant, deci o viteză stabilă a motorului hidraulic (chiar în cazul variațiilor mari ale forțelor de așchiere), aparatajele de reglare a debitului se contruiesc în forma conjugată arătată în figură. Principiul de funcționare este tratat în capitolul 2.3.2.1, pe baza schemei din figura 2.48.

2.3.4. Aparataje hidraulice auxiliare

Rezervoare. Rezervorul hidraulic face posibilă închiderea fluxului de circulație a lichidului în sistemele de acționare ale mașinilor-unelte. Cantitatea de lichid aflat în rezervor, de obicei trebuie să fie de cel puțin 3 ... 5 ori debitul pompei de alimentare a circuitului, în cazul cînd răcirea nu este forțată, iar temperatura maximă a lichidului nu dorim să depășească 50 ... 60°C.

La un mare număr de mașini-unelte rezervorul de lichid este plasat în interiorul mașinii, făcînd construcție comună cu batiul. Pentru răcirea și decantarea uleiului se recomandă rezervoare cu capacitate mare (în care dacă uleiul rămîne mai mult timp, bulele de aer din masa lui se pot evacua).

În figura 2.60 este reprezentat un rezervor hidraulic *RH* formînd construcție comună cu batiul mașinii. Se pot observa amplasările conductelor de reîntoarcere *CI*, a filtrului de absorbție *FA*, a pompei *P*, dopului de golire *DG*, precum și a orificiului de umplere prevăzut cu un filtru grosolan.

Dezavantajul principal al plasării rezervorului hidraulic în interiorul mașinii-unelte este încălzirea batiului și deformarea termică a acestuia sub acțiunea căldurii degajată de lichid. La mașinile-unelte de precizie, această soluție nu mai este utilizată, ci rezervorul hidraulic împreună cu unele aparataje ca: pompă, filtru, supapă de deversare, electromotor etc., formează o unitate de alimentare denumită *grup hidraulic*.

Grupul hidraulic formează o unitate independentă care atașată mașinii reprezintă sursa de acționare, iar în unele cazuri îndeplinește și unele sarcini de comandă (la mașinile-unelte agregate). Grupul hidraulic asigură alimentarea circuitului cu debitul de ulei necesar, la presiunea de regim. Alimentarea circuitelor simple se face de obicei cu o singură pompă, pe cînd în cazul circuitelor complexe de acționare și comandă hidraulică sau electro-hidraulică, sînt necesare mai multe pompe de alimentare (vezi 3.3.3.3).

În cazul mașinilor de rectificat și al mașinilor de alezat fin nu numai stabilizarea temperaturii sistemului la limita critică are o importanță deosebită, ci și timpul după care acesta are loc — deoarece la diferite temperaturi corespund anumite deformații termice, deci diferite precizii ale mașinii. Din această

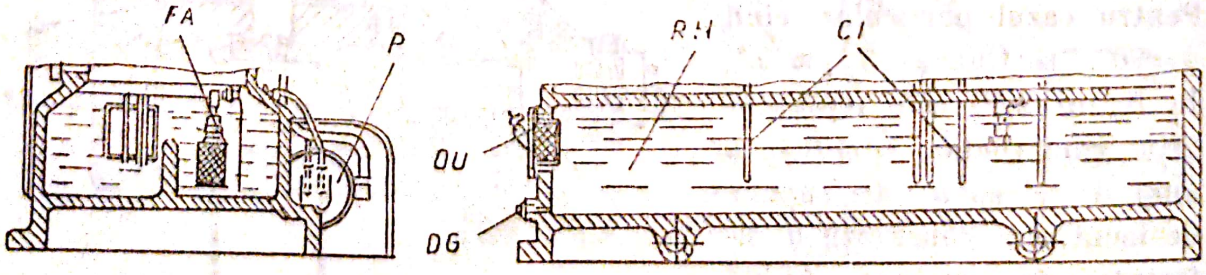


Fig. 2.60

Scanned with OKEN Scanner

cauză este necesară obținerea unei stabilizări a temperaturii sistemului la cca 15°C într-un timp relativ scurt de funcționare. Pentru realizarea deziderateloor de mai sus este necesară aplicarea unui sistem termostat la grupul hidraulic, care include un sistem automat de menținere a temperaturii lichidului la o valoare constantă reglată.

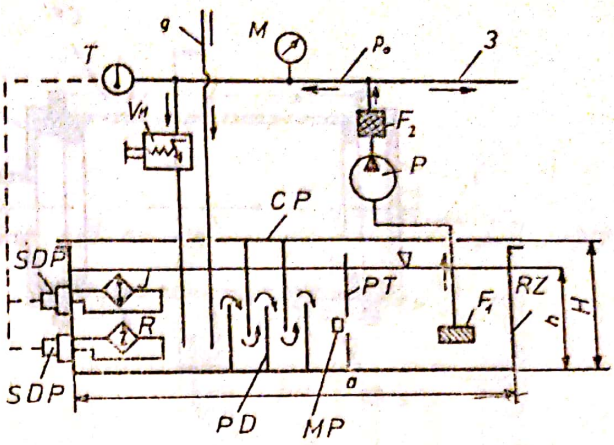


Fig. 2.61

În figura 2.61 este reprezentată schema principială a unui grup hidraulic cu reglarea automată a temperaturii lichidului. În rezervorul *RZ*, protejat cu capacul *CP*, se află lichidul pentru alimentarea circuitului. Pompa *P* absoarbe lichidul din rezervor prin filtrul grosolan F_1 și îl refulează prin filtrul fin F_2 în conducta *C* a circuitului hidraulic. Lichidul, după ce a prestat un lucru mecanic, se reîntoarce din circuit în rezervor prin conducta *g*, iar surplusul de lichid prin supapa de deversare V_M.

Rezervorul are o serie de pereți despărțitori *PD*, în formă de labirint pentru favorizarea decantării impurităților și un perete transversal *PT*, care are un orificiu de comunicație în fața căruia este plasat un magnet permanent *MP*, prin care se captează particulele metalice din masa de lichid.

Presiunea și temperatura lichidului este controlată încontinuu de către manometrul *M* și termometrul *T*. Cu ajutorul unui sistem automat care este comandat de semnalele primite de la termometrul *T*, sînt acționate servodispozitivele *SDP* pentru răcirea, respectiv încălzirea lichidului din rezervor. Astfel prin elementul de răcire *R* și cel de încălzire *I* se menține temperatura uleiului la o valoare constantă, reglată. La unele mașini-unelte de înaltă precizie (mașini de rectificat rotund interior sau exterior, mașini de rectificat șuruburi melc etc.), pornirea procesului de lucru este condiționată în mod automat de temperatura de regim a lichidului de acționare.

Avînd în vedere influența temperaturii lichidului asupra preciziei mașinii, calculul termic al grupului hidraulic trebuie efectuat cu exigență mărită.

Filtre. Particulele solide sau diferitele gudroane aflate în suspensie în masa de lichid, pot provoca perturbații grave în funcționarea sistemului hidraulic de acționare a mașinilor-unelte. Din această cauză, curățirea lichidului din circuit este o operație obligatorie la fiecare fază de recirculație a lui.

De regulă, filtrarea se consideră satisfăcătoare dacă dimensiunile canalelor capilare ale elementului de filtrare sînt mai mici decît jumătatea jocului minim dintre cuplul pieselor de frecare. La alegerea soluției constructive a filtrului trebuie avută în vedere posibilitatea ușoară de curățire a lui, deoarece un filtru îmbîcsit constituie o rezistență hidraulică mare în circuit. În practică, acele filtre s-au dovedit a fi utile, care pot fi curățate fără a fi demontate, deci nu necesită întreruperea procesului de lucru.

Circuitele hidraulice cu siguranță mărită în funcționare utilizează metoda scurtcircuitării filtrului în cazul îmbîcsirii acestuia. Acest lucru este reali-

Scanned with OKEN Scanner

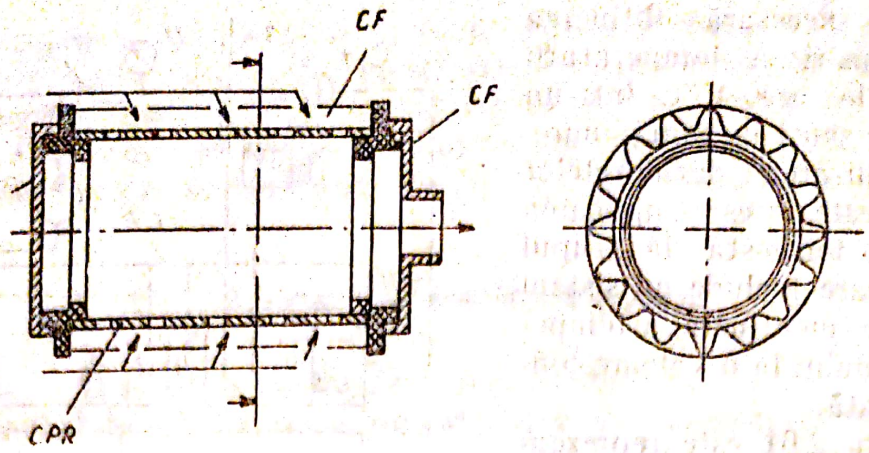


Fig. 2.62

zat cu ajutorul unei supape de presiune de sens unic, iar ieșirea din funcțiune a filtrului este semnalată pe cale optică.

Filtrele utilizate în diferitele circuite hidraulice pot fi cu elementul filtrului din: țesături metalice, lamele metalice, corpuri poroase metalice, corpuri poroase ceramice, magneți permanenți etc.

Filtrul din țesături metalice se execută din sîrmă de alamă sau cupru cu un număr de ochiuri cuprins între 3 000 ... 15 000 pe 1 cm². Aceste filtre prezintă o construcție simplă (fig. 2.62), avînd ca elemente principale: corpul filtrului *CF* format dintr-o pînză metalică voalată; cilindrul perforat de rigidizare *CPR*; capacele frontale *CFR*.

Filtrele din țesături metalice se plasează pe conducta de absorbție a pompei în montaj simplu, dublu sau triplu, în funcție de debitul de filtrare. Calitatea filtrării cu asemenea filtre, poate fi pînă la 0,03 mm.

Debitul de lichid filtrat se determină cu relația:

$$Q=\alpha\frac{\Delta p S_f}{\eta}\,10^2, \qquad (2.47)$$

unde: Q este debitul de lichid filtrat, în l/min; S_f — suprafața totală a filtrului, în cm²; Δ_p — căderea de presiune, în daN/cm² (0,3 ... 0,5); η — vîscozitatea dinamică, în *CP*; α — coeficientul de debit al filtrului, în l/cm², care se consideră pentru pînza metalică deasă $\alpha=0{,}05$.

Filtrul cu lamele este cel mai frecvent utilizat în circuitele hidraulice ale mașinilor-unelte. Calitatea filtrării poate fi pînă la 0,02 mm, iar debitul pentru care ele se construiesc este 8 ... 100 l/min. În cazul filtrării uleiului cu vîscozitatea de 2 ... 4,5°E se poate considera o cădere de presiune de 1,5 ... 2,5 daN/cm².

Filtrul cu lamele (fig. 2.63) se compune dintr-un corp *CP* în formă de pahar, un capac *C*, prin care trece o tijă teșită *TT*, pe care se montează alternativ lamelele *LM*. Racleții *RC* de formă specială, se montează pe tija laterală fixă *TL*. Acești racleți pătrund în spațiile formate de lamelele *LM* care sînt ținute la distanțe egale prin piesele calibrate *PC*. Lichidul intră prin orificiul *OFI* în corpul filtrului, de unde prin interstițiile determinate de grosimea lamelelor *LM* și golurile axiale *GA*, iese prin orificiul *OFE*, trecînd în circuitul hidraulic.

Scanned with OKEN Scanner

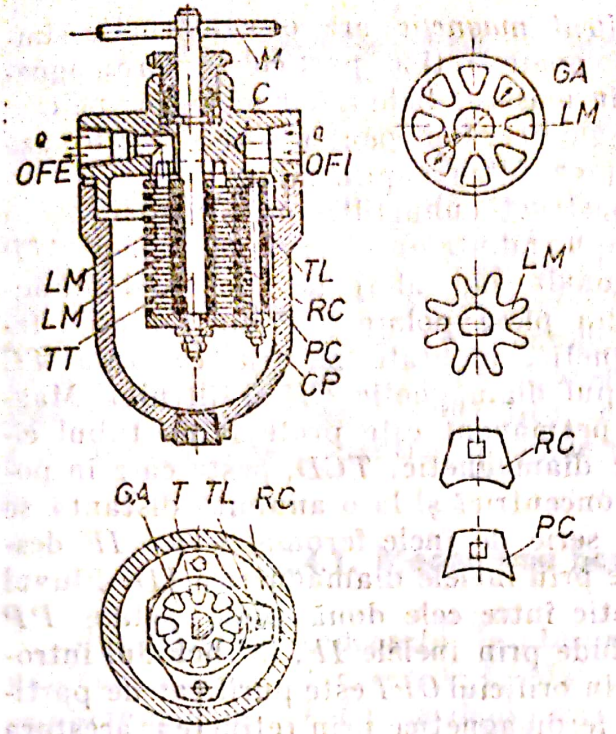


Fig. 2.63

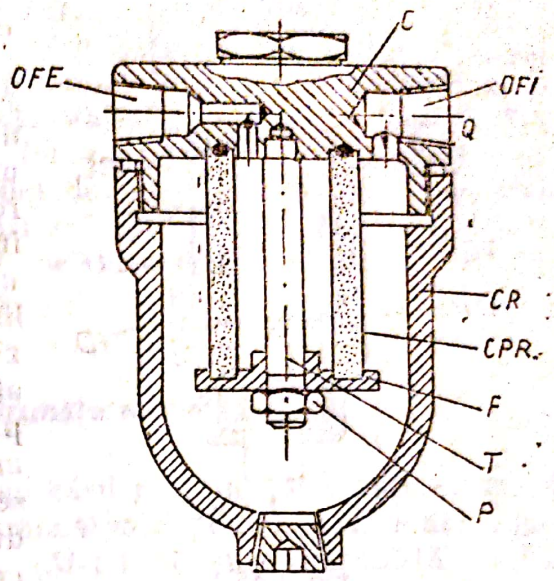


Fig. 2.64

Curățarea filtrului se poate face chiar și în timpul funcționării sistemului, prin rotirea manetei M cu care se acționează tija T și lamelele LM. Racleții RC aflați între lamele vor răzui impuritățile ce eventual au blocat interstițiile de circulație a lichidului. O curățare prin desfacerea filtrului este necesară numai după o durată de funcționare de 2 000 ... 3 000 ore sau după colectarea unei cantități de 30 ... 50 cm³ de impurități.

Debitul de lichid filtrat se determină cu expresia:

$$Q=0{,}7\pi\alpha\frac{\Delta p\, d_f\delta_f}{\eta}z\cdot 10^2, \qquad (2.48)$$

unde valoarea lui $\alpha=0{,}08$ pentru $\delta_f=0{,}05$ ... 0,08 mm.

Filtrele cu corpurile de filtrare *poroase metalice* sau *metaloceramice* (fig. 2.64) se utilizează pentru filtrarea foarte fină a lichidului. Calitatea filtrării poate fi pînă la (dimensiunea) 0,7 ... 1 μm, la presiuni de regim de 150 ... 250 daN/cm². Lichidul este introdus în filtru prin orificiul *OFI* al capacului *C*, apoi de aici, trecînd prin corpul poros *CPR* ajunge în orificiul *OFE* și de acolo în circuitul hidraulic. Corpul filtrant *CPR* de formă cilindrică este fixat etanș de capacul *C* prin elementul *F*, *T* și *P*. Carcasa *CR* se dimensionează în mod corespunzător, în funcție de presiunea regimului de lucru.

Elementul filtrant se obține din granule sferice de bronz, prin presare și sinterizarea ulterioară. Dimensiunea liniară a porilor se estimează la:

$$d\approx 0{,}1D, \qquad (2.49)$$

unde d este dimensiunea liniară a porilor, în mm; D — diametrul granulelor pulberii inițiale, în mm.

Aceste filtre se utilizează în circuitele hidraulice ale mașinilor-unelte pentru filtrări pînă la 0,005 mm, în care caz presiunea de regim a lichidului poate fi de 20 ... 25 daN/cm².

Scanned with OKEN Scanner

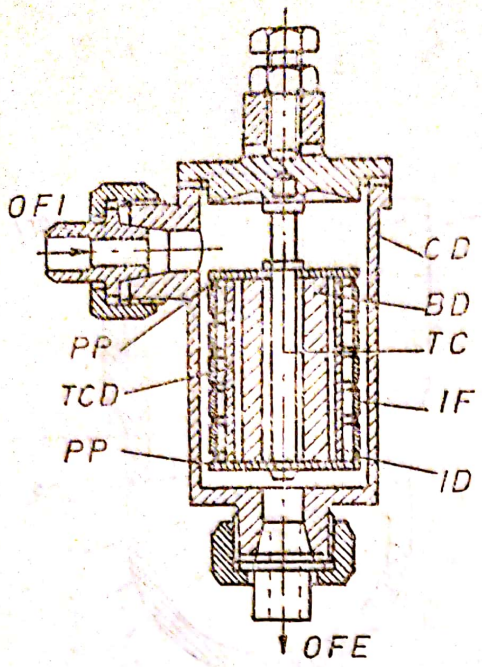


Fig. 2.65

Filtrul magnetic are o construcție simplă, el poate reține particulele feromagnetice din masa de lichid, dar nu reține pe cele diamagnetice, fapt pentru care se utilizează numai ca filtru suplimentar.

Construcția unui filtru magnetic (fig. 2.65) se compune dintr-un magnet permanent *MP* din cobalt sau aliaj de nichel și aluminiu, din piese polare *PP* din material feromagnetic, montate pe tija centrală *TC* în corpul diamagnetic *CD* al filtrului. Magnetul permanent este protejat de tubul cilindric diamagnetic, *TCD*, peste care în poziție concentrică și la o anumită distanță se află o serie de inele feromagnetice *IF* despărțite prin inelele diamagnetice *ID*. Fluxul magnetic între cele două piese polare *PP* se închide prin inelele *IF*, iar lichidul introdus prin orificiul *OFI* este purificat de particulele feromagnetice prin reținerea acestora de către inelele *IF*. Lichidul părăsește filtrul prin orificiul *OFE*.

Acest tip de filtru se plasează de obicei pe conducta de revenire a lichidului din circuit în rezervorul hidraulic.

Acumulatoare. În unele circuite hidrostatice de acționare și comandă a mașinilor-unelte pot interveni situații în care există diferențe mari în privința consumului de debit în anumite perioade. Pentru a nu supradimensiona sursa de acționare, în aceste cazuri, se intercalează (de obicei în paralel) în circuit un acumulator hidrostatic. Se recomandă utilizarea acumulatorului și ca element de anihilare a pulsației debitului pompelor, a undelor de șoc sau a oscilațiilor de presiune. Acumulatorul este elementul care poate acționa în cel mai scurt timp la orice variație de energie în sistem.

Acumulatoarele utilizate în circuitele de acționare a mașinilor-unelte pot fi: mecano-hidraulice (cu arc elicoidal); pneumohidraulice (cu sau fără element de separare a mediului pneumatic de cel hidraulic). Dimensionarea acumulatoarelor se face astfel încît să aibă un volum total minim și o capacitate utilă maximă pentru un anumit regim de funcționare.

Conducte și elemente de asamblare. Legătura între aparatajele hidrostatice și constituirea întregului sistem de acționare și comandă, în circuite de transfer de energie are loc prin intermediul conductelor.

Conductele pot fi: rigide (metalice sau nemetalice); flexibile (metalice sau nemetalice).

Asamblarea conductelor poate fi: nedemontabilă, realizîndu-se cu manșon și cordoane de sudură sau prin lipire, precum și prin înșurubare, folosindu-se armături fixe; demontabilă, cu racorduri de construcții variate (fitinguri).

Conductele ca formă, cît și ca dimensiune și material din care se confecționează sînt standardizate; de asemenea și elementele de asamblare.

Scanned with OKEN Scanner

2.4. Componente pentru transformarea mişcărilor

Conform celor precizate în capitolul 1, pentru realizarea de către verigile executante *VE* a mişcării executante (*ME*), astfel ca parametrii cinematici să corespundă procesului de lucru, sînt necesare: variaţii ale vitezei, însumarea vitezelor a două mişcări, transformarea unei mişcări din *R* în *L* (mai rar invers), din continuă în periodică. Variaţia vitezei se obţine prin subansamble denumite *verigi reglabile* ce fac parte din lanţuri cinematice (cap. 3) şi sînt specifice unui anumit model de maşini-unelte (deci nu sînt componente). Pentru celelalte transformări se recurge însă la componente mecanice sau mecanohidrostatice, bazate pe mecanisme clasice şi soluţii constructive tipice pentru maşinile-unelte.

2.4.1. Mecanisme pentru transformarea R–L

Sînt utilizate îndeosebi la obţinerea mişcării rectilinii alternative, avînd evident mişcare *R* reversibilă. Mai corespunzătoare pentru *MU* sînt: pinionul-cremalieră (*P-C*), melcul-cremalieră (*M-C*) şi şurubul-piuliţă (*S-P*). Mecanismul bielă-manivelă este mai puţin utilizat şi nu are construcţii specifice maşinilor-unelte.

2.4.1.1. **Mecanismul P-C** este folosit pentru „transformarea directă *R-L* şi pentru „transformarea inversă *L-R*".

Transformarea directă *R-L* este corespunzătoare la mişcări fără condiţii deosebite de precizie şi uniformitate, cu forţe mici şi viteze mari (de ex. *ME* ajutătoare), fără cerinţe de autofrînare şi cu randament bun. Solicitarea preponderentă a dinţilor este la încovoiere şi strivire, pentru ultima efortul specific admisibil σ_{stad} trebuind să satisfacă relaţia:

$$\sigma_{st\cdot ad}\left[\frac{\mathrm{N}}{\mathrm{m}^2}\right]=8{,}5\sqrt{\frac{ET}{mzb\sin\alpha}}<23\sigma_c, \qquad (2.50)$$

în care: E este modulul de elasticitate, în N/m²; T — forţa de tragere suportată de dantură, în N; z — numărul de dinţi ai pinionului; m, b — modulul şi respectiv lăţimea danturii, în mm; α — unghiul de angrenare al mecanismului *P-C*; σ_c — efortul specific de curgere al materialului, în N/m². Verificarea efortului $\sigma_{st\cdot ad}$ este necesară şi la determinarea forţelor maxime de avans în stabilirea regimurilor de aşchiere. Schema constructivă a mecanismului *P-C* cuprinde obişnuit şi transmisii prealabile reductoare, ca de exemplu în figura 2.66.

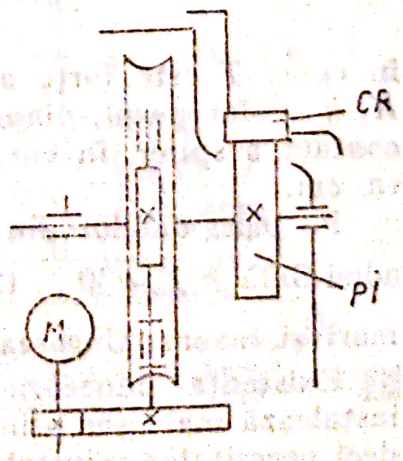


Fig. 2.66

Transformarea inversă *L-R* se foloseşte la măsurări directe ale deplasărilor *VE*, cînd forţele transmise şi deformaţiile dintre dinţi sînt neglijabile, pinionul şi cremaliera fiind foarte precise şi fără joc în angrenare, în care scop pinionul se face din două jumătăţi cu poziţie unghiulară reglabilă.

Scanned with OKEN Scanner

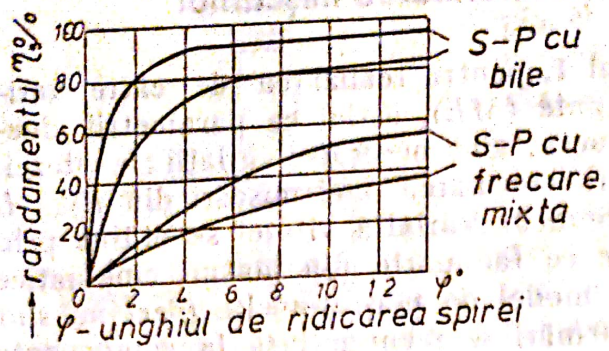


Fig. 2.67

2.4.1.2. **Mecanismul M-C** este utilizat pentru un mers liniștit și uniform la curse lungi și forțe mari, permițînd reducții puternice și precizie a deplasărilor, însă cu randament redus. De regulă melcul se construiește din oțel, iar cremaliera din material antifricțiune (fontă sau bronz) și are o execuție pretențioasă. Avînd alunecare și forțe mari este necesară o ungere abundentă. Cremaliera fixîndu-se pe o piesă de bază rigidă, lungimea cursei nu mărește practic deformațiile, așa ca la *S-P*.

2.4.1.3. **Mecanismul S-P** este larg folosit datorită avantajelor sale: raport mare de reducție (deci moment mic la elementul rotativ în comparație cu forța axială), posibilitatea de a avea sau nu autofrînare, poate servi ca mecanism de însumare (a se vedea 2.4.2), se pot obține mișcări precise, liniștite și sigure, măsurabile cu mare exactitate, iar anumite construcții au randament suficient de ridicat. De regulă servește transformării directe *R-L* în care se poate roti fie șurubul, fie piulița. Varianta cu piulița rotitoare reduce torsiunea șurubului, permite încastrarea rigidă și cu pretensionări a acestuia, deci rigiditate mai mare acționării respective, ceea ce este important pentru precizie și uniformitatea mișcării (coborîrea limitei de avans sacadat). Pentru transformarea inversă *L-R* sînt foarte rar utilizate și numai modele fără autofrînare și cu rostogolire. După felul frecării se deosebesc construcții cu: frecare (mixtă sau lichidă) și de rostogolire.

a. Construcțiile cu alunecare și frecare mixtă sînt încă extrem de numeroase datorită costului mai mic (tehnologie mai simplă și cunoscută), toate fiind practic cu autofrînare și randament mic, de obicei $\eta_s = 0{,}2 \ldots 0{,}45$ (fig. 2.67). Avînd frecare mixtă, au uzură care le schimbă precizia în timp și determină o durată de funcționare, după care uzurile depășesc admisibilul. Pentru reducerea acesteia piulițele se fac cu materiale antifricțiune (de ex. bronz și la precizii reduse fontă antifricțiune), iar presiunea pe flancuri să satisfacă relația:

$$p = \frac{T}{\pi d_m h i} = \frac{Tu}{\pi d_m h L K} < p_{adm} \left[\frac{\text{daN}}{\text{cm}^2}\right], \qquad (2.51)$$

în care: T este forța axială, în daN, obținută după transformare; u, d_m, K, h — sînt pasul, diametrul mediu, numărul de începuturi și înălțimea de contact a spirei, în cm; i, L — numărul de spire în piuliță și lungimea ei, în cm.

Pe baza datelor din exploatare se consideră corespunzătoare presiunea admisibilă $p_{adm} = 30 \ldots 120 \left[\frac{\text{daN}}{\text{cm}^2}\right]$, valorile mici corespunzînd duratelor mai mari și invers. Ungerea sub presiune reduce uzura.

Existența alunecării impune totuși un joc funcțional, minim, care se instalează mai ușor prin reglaj și apoi frecarea mixtă oricum uzează. Apare deci necesitatea reinstalării jocului minim funcțional, sau așa-numita „scoatere a jocului", completare specifică a construcției *S-P* de la *MU*. Se asigură

Scanned with OKEN Scanner

astfel funcţionare mai liniştită, precizie cinematică şi rapiditate de instalare la cotă mai bune. Dar scoaterea jocului este însoţită de mărirea intensităţii uzurii (chiar pînă la de 2 ori), a frecărilor (deci şi a momentului de acţionare), precum şi de elementele necesare efectuării acesteia. Pentru a reduce uzura şi frecările, se recurge la scoaterea jocului, numai la cursele sau fazele în care este necesar (la cele de lucru), eliberînd şurubul în restul fazelor, cînd viteza trebuie să fie mai mare. Aceasta înseamnă însă o scoatere automatizată a jocului, construcţie mai complexă, deci cost suplimentar. De aceea la *S-P* mai puţin pretenţioase, se renunţă la scăderea intensităţii uzurii şi se menţine jocul funcţional în intervalul acceptabil prin intervenţie manuală, periodică şi care nu trebuie neglijată în exploatare.

Scoaterea jocului, manuală şi periodică sau automată în ciclu de lucru, impune construcţia piuliţei din două părţi: partea de bază şi cea reglabilă. A doua este acţionată în diferite moduri, în funcţie de soluţia constructivă, astfel că la scoaterea jocului să execute deplasări mici axiale, asigurînd contactul (cu joc funcţional) pe flancuri opuse a spirei filetului (fig. 2.68). Este foarte important ca prin aceasta să nu se ajungă la blocarea piuliţei pe şurub, ceea ce poate avea loc la „forţe de scoatere a jocului" (F_{sj}) prea mari. Limitarea acestei forţe este deci obligatorie, ceea ce la reglarea manuală şi periodică reclamă calificare, timp şi experienţă, în schimbul costului suplimentar. Un exemplu constructiv de acest gen este redat în figura 2.69. Partea de reglare *PR* se deblochează mai întîi din corpul *CP* cu ajutorul ştiftului *SF* şi apoi se deplasează axial (de ex. 0,05 ... 0,08 mm) acţionîndu-se piuliţa *PL*, după care se reblochează cu *SF*. Rotirea părţii *PR* este oprită de pana *PN*. Contactul pe flancuri are loc invers faţă de figura 2.68. Sînt multe soluţii constructive şi la toate este necesar accesul uşor la elementele de reglaj. Se mai observă că la sensul sarcinii (forţa axială *T*) din figura 2.69 asupra piuliţei, presiunea acesteia pe flancul filetului părţii de bază se adună cu cea a forţei de scoatere, scăzîndu-se la *PR*, şi viceversa, la sens invers al sarcinii *T*. Forţa de scoatere se poate obţine şi cu arcuri între cele două părţi ale piuliţei, dar numai pentru un sens al sarcinii *T*, căci în sens invers arcul se deformează.

Scoaterea automată a jocului numai la anumite faze şi eliberarea şurubului la altele se poate obţine cu acţionare hidrostatică sau cu arcuri, ambele permiţînd controlul forţei de scoatere. Schema unui exemplu este în figura 2.70,*a*,

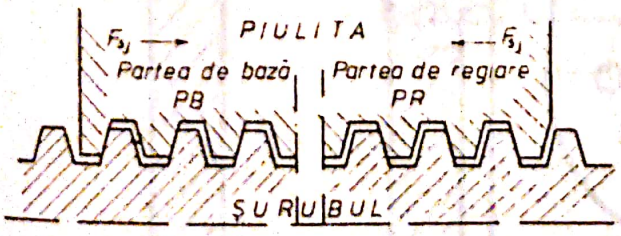


Fig. 2.68

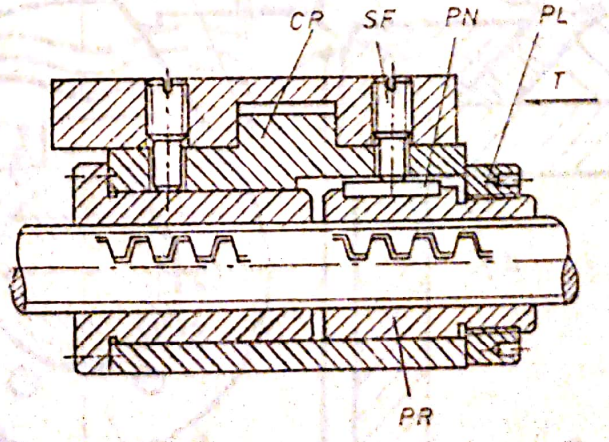
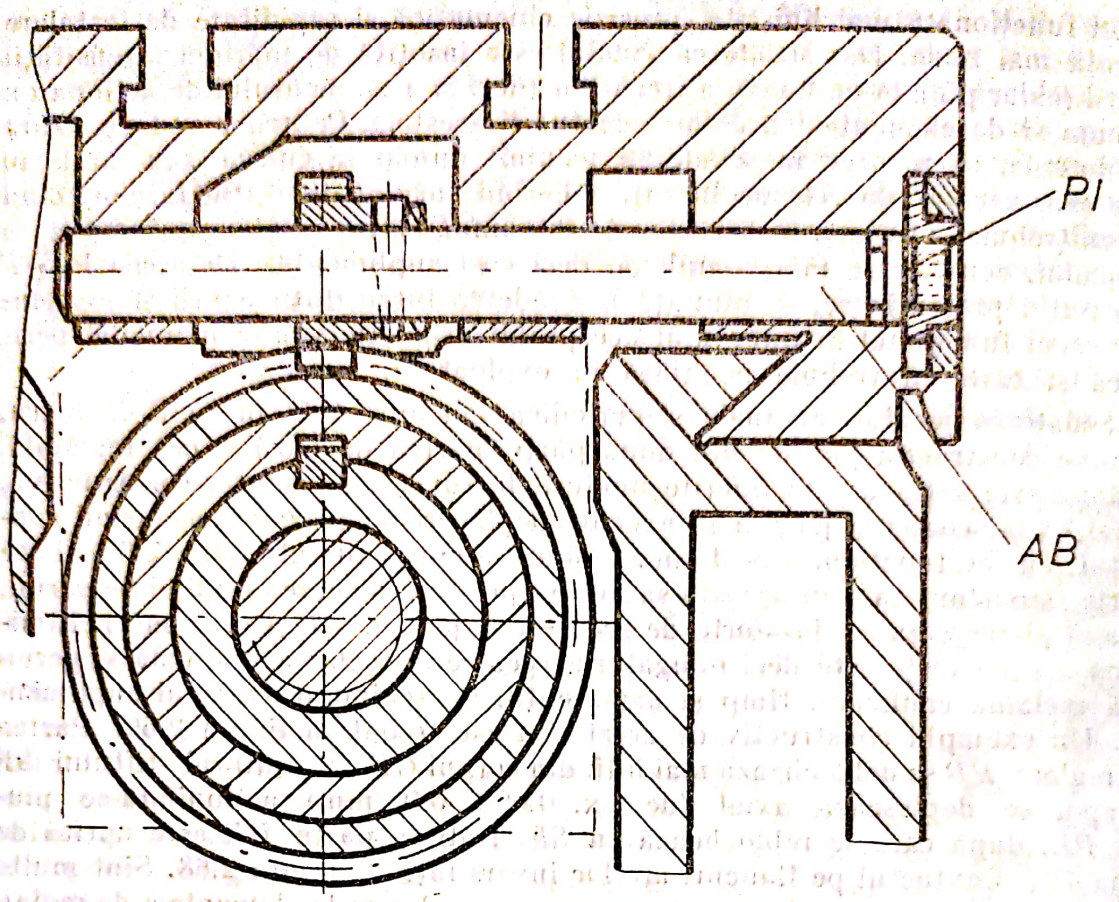
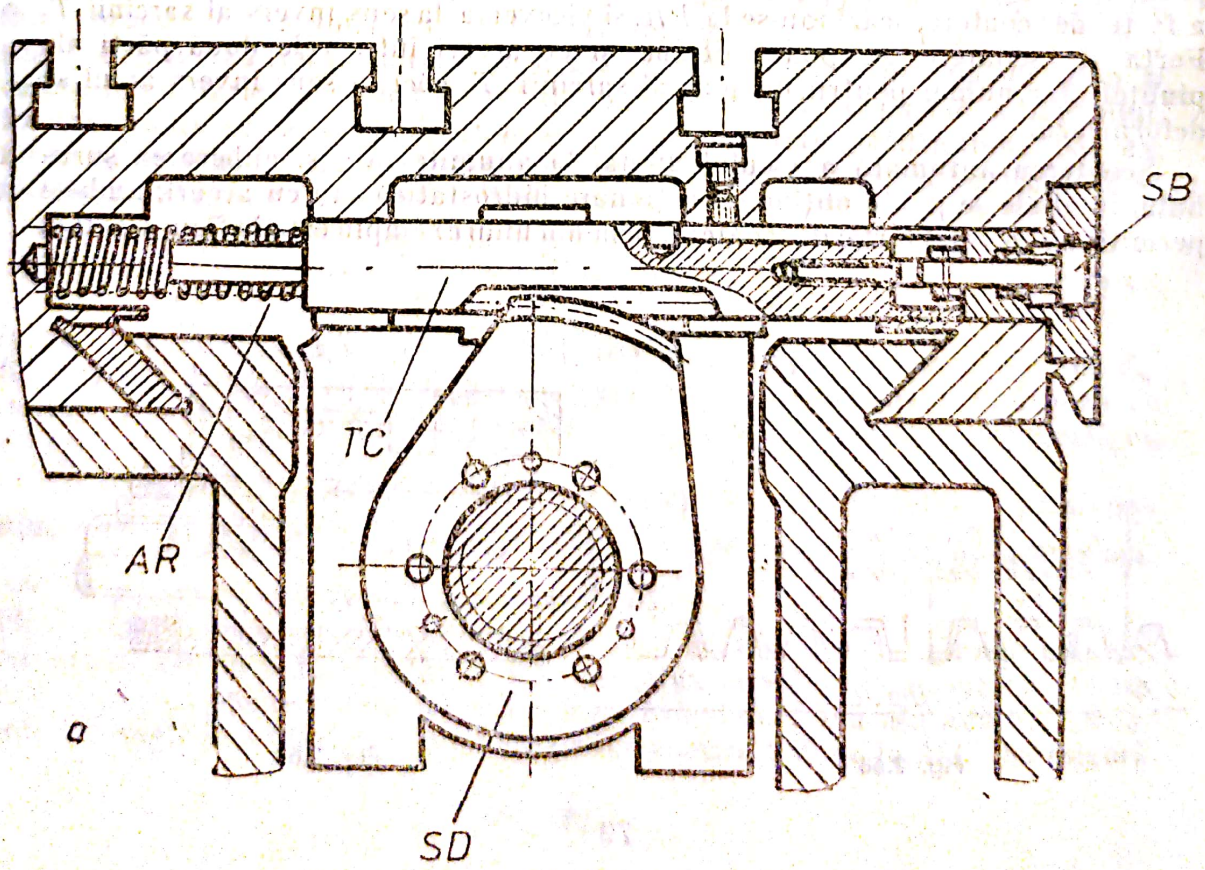


Fig. 2.69

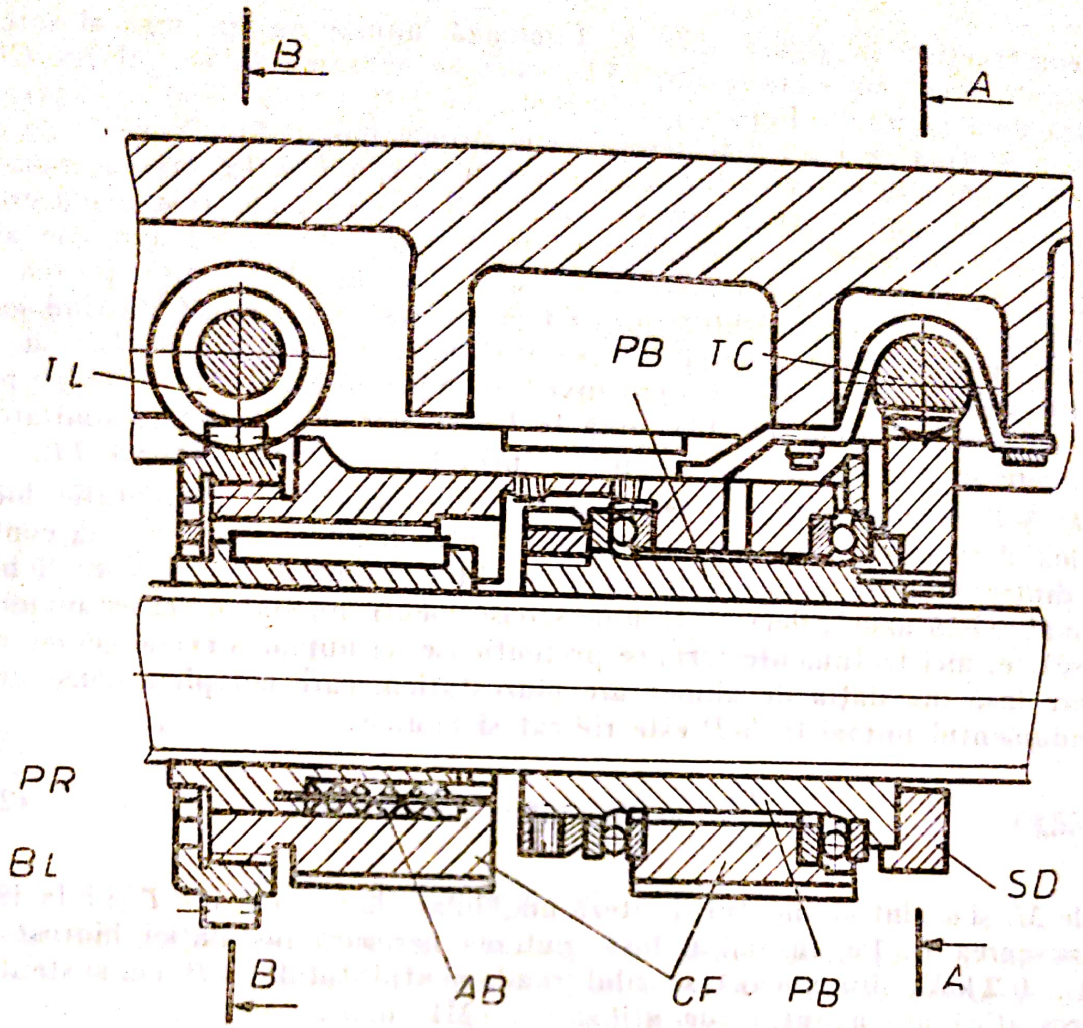
Secțiunea B-B

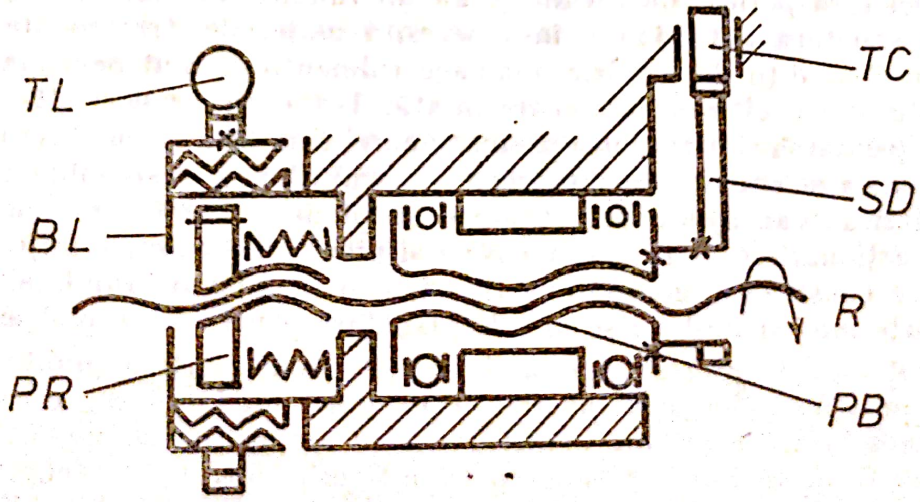


Sectiunea A-A



a





b

Fig.2.70

Scanned with OKEN Scanner

și construcția*) în figura 2.70, *b*. Lucrează numai cu un sens al sarcinii și scoate jocul cu arcurile disc *AD*, care se reazemă în corpul fix *CF* și la tragerea șurubului împing partea reglabilă *PR*, căreia pana nu-i permite rotirea. Partea de bază *PB*, fixată axial prin rulmenți în *CF*, se poate roti cu un unghi mic și este solidară cu sectorul dințat *SD*. La faza de scoatere a jocului, frecarea dintre șurub și partea *PB* o rotește pe aceasta și sectorul *SD* care angrenează cu cremaliera de pe tija *TC*, pe care o împinge axial pînă la limită cu ajutorul arcului *AR* (fig. 2.70, *b*). Prin rotire, partea *PB* se deplasează axial pe șurub și prin *CF* comprimă arcurile *AD* scoțînd jocul. Limita, deci mărimea „scoasă", se reglează prin șurubul *SB*. La faza de eliberare, aceeași frecare dar de sens invers, comprimă arcul *AR* și devine posibilă destinderea arcurilor *AD*, pînă la limita permisă de bucșa limitatoare *BL*, care se poate regla pe corpul *CF* prin tija cu roată dințată *TL*.

b. S-P cu alunecare și frecare lichidă, se realizează cu sustentație hidrostatică, deci un strat de ulei sub presiune între flancuri, care elimină contactul dintre materialul șurubului și al piuliței. Fiind numai frecare lichidă, nu mai există uzură, deci nu trebuie scoase jocuri, nu sînt necesare materiale deosebite, nici tratamente termice pretențioase, ci numai precizie geometrică. Apare însă instalația de alimentare hidrostatică, care complică construcția. Randamentul numai la *S-P* este ridicat și anume:

$$\eta_s = \frac{Tv}{M_i \omega} = 0{,}97 \ldots 0{,}99; \text{ pentru } R\text{-}L, \tag{2.52}$$

unde M_i și ω sînt momentul și viteza unghiulară la intrare, iar T și v la ieșire în mișcarea *L*. Pe ansamblu însă, puterea necesară instalației hidrostatice (0,1 ... 0,2 kW) diminuează sensibil randamentul total. *S-P* cu sustentație hidrostatică are avantaje de utilizare la MU mari.

c. S-P cu frecare de rostogolire permit realizarea de precizii mari, de viteze foarte mici fără pericol de sacadare, au un randament ridicat (fig. 2.67) și pot fi cu sau fără autofrînare, însă necesită materiale, tratamente termice, prelucrări și condiții de precizie analoage rulmenților. Sînt deci mai scumpe (de cca. 10 ori) decît cele cu frecare mixtă. Totodată ele necesită nu numai scoaterea jocului ci și o anumită pretensionare, care însă se menține în permanență, precum și circuite de întoarcere a corpurilor de rostogolire (de obicei bile). Datorită avantajelor importante se răspîndesc la *MU* cu comenzi automate ale acționărilor, — în speță *CN* — și precizii ridicate ale mișcărilor respective. Se construiesc deja cîteva tipuri, mai importante fiind cele cu bile, pentru forțe mici și mijlocii și cu role planetare pentru forțe mai mari.

La *S-P* cu bile pretensionarea, între cele două părți a piuliței, trebuie obținută prin microdeplasări axiale, de exemplu de 1 ... 4 μm, ceea ce este o cerință deosebită. Se produc modele, însă în majoritate cu un reglaj dificil și neprecis. O soluție bună**) este redată în figura 2.71. Are 2 semipiulițe *SPI* care se fixează în corpul *CF* prin danturile asemenea *DF* avînd Z și $Z-1$ dinți.

Prin rotirea semipiulițelor *SPI* în sensul strîngerii, se obțin diferențe de unghi și apropieri — δ ale semipiulițelor, foarte mici:

---

*) Soluție a firmei „Olivetti" din Italia.

**) A firmei „*Rotax*"-Anglia

Scanned with OKEN Scanner

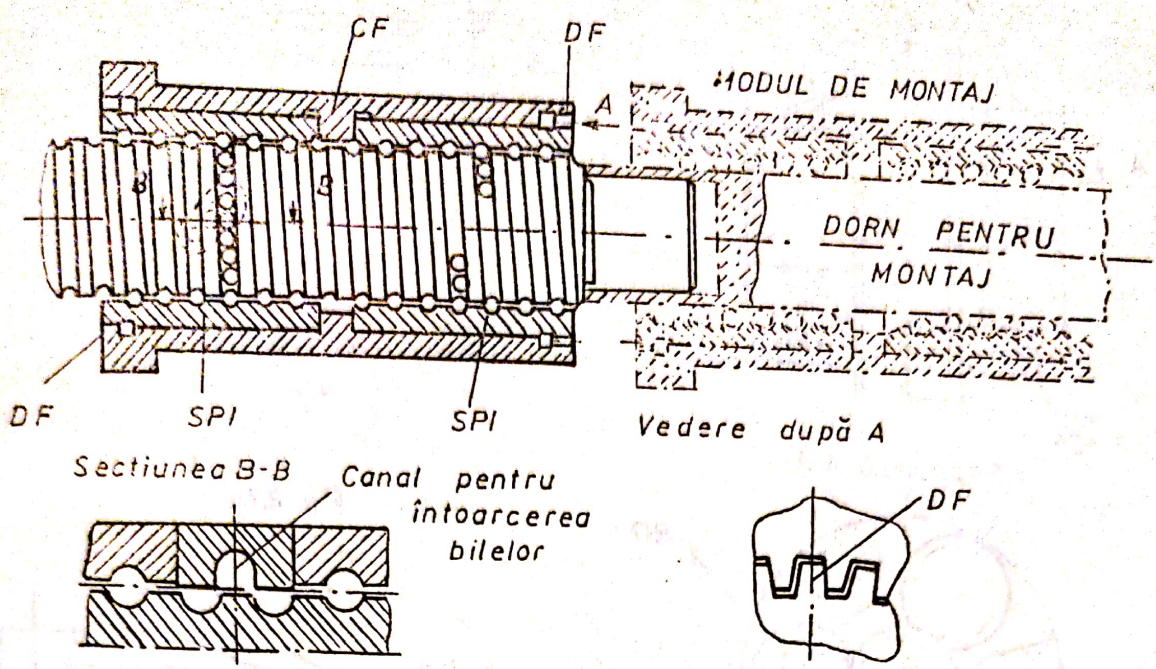


Fig. 2.71

$$\frac{1}{-1}-\frac{1}{z}=\frac{1}{z(z-1)}, \text{ și respectiv } \delta=\frac{u}{z(z-1)}. \tag{2.53}$$

Ex. $z=116$; $u=10$ mm; $\delta=0{,}00075$ mm.

Se poate deci alege prestrîngerea prin controlul „din pas în pas" al micro-deplasării, ceea ce permite reglaj rapid și sigur. La multe mașini-unelte avînd *S-P* cu bile, piulița primește mișcarea *R* și șurubul este fix.

Construcția *S-P* cu role planetare se deduce cu schema din figura 2.72. Rolele *RO* preiau sau transmit forța de tragere *T*. Prestrîngerea se realizează mai precis prin rotirea rolelor cu pinioanele *PD* care apoi se blochează reciproc prin coroana *CR*.

d. Calculele specifice S-P pentru mașini-unelte se referă îndeosebi la rigiditate, care influențează pozitiv precizia prelucrării și viteza minimă de sacadare. Deformația totală rezultă din compresia sau întinderea șurubului, din deformația de contact, din cea la torsiune a șurubului și din cea axială a lagărelor. Prima este dată de relația cunoscută:

$$\Delta u_T=\pm\frac{4Tu}{\pi E \varnothing^2_{min}} \text{ [m]}, \tag{2.54}$$

unde $\varnothing_{min}$ este diametrul minim; T, u, E — ca și în (2.50) și (2.51), iar cea de contact diferă la *S-P* cu frecare mixtă, cu rostogolire sau cu sustentație hidrostatică, ultimul permițînd rigiditatea maximă.

Deformațiile la torsiune contează la șurubul rotitor, la care provoacă variația pasului. Considerînd spira desfășurată (fig. 2.73) pentru un unghi de deformare φ, se poate scrie:

$$\frac{\Delta U_M}{U}=\pm\frac{\varphi\gamma_m}{2\pi\gamma_m\pm\gamma_m}=\pm\frac{\varphi}{2\pi\pm\varphi}\approx\pm\frac{\varphi}{2\pi}, \tag{2.55}$$

deoarece $\varphi\leqslant 2\pi$. Cunoscînd relația deformației la torsiune:

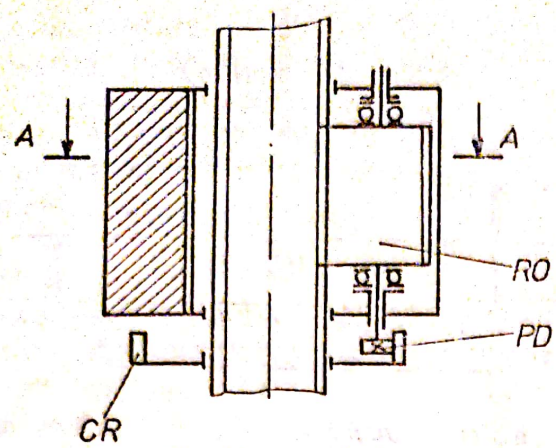


Fig. 2.72

Sectiunea A A

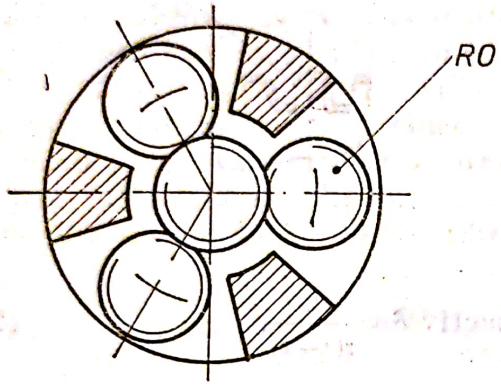
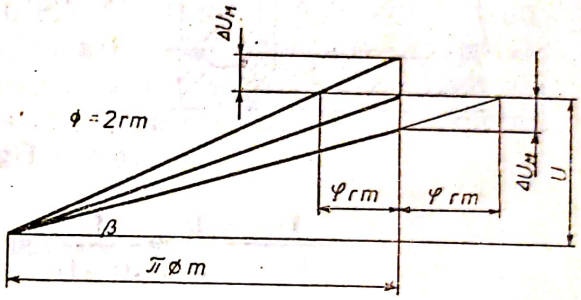


Fig. 2.73



$\varphi = \frac{M_t u}{G J_p}$ și înlocuind în (2.55), rezultă $\Delta U_M = \pm \frac{M_t u^2}{2\pi G J_p}$, (2.56)

unde G și I_p sînt modulul de elasticitate transversal și respectiv momentul de inerție polar. La șuruburile fixe și cu frecare mixtă momentul de frecare provoacă o deformație la torsiune a pasului, însă de cca 2 ori mai mică. Valoarea cea mai mare a deformației este la compresie sau întindere — 2.54 — iar prestrîngerea o reduce esențial pe cea de contact la *S-P* cu rostogolire.

2.4.2. Mecanisme de însumare

Sînt necesare în lanțurile de formare a suprafețelor, la microdep asări de instalare și la reglaje foarte fine, pentru efectuarea însumării algebrice din mers și sub sarcină a vitezelor *ME* elementare. Se pot deosebi mecanisme de însumare (*MS*):

— deschise, ce pot fi cu: roți dințate cilindrice, tamburi cilindrici, roți dințate conice, transmisii melcate, mecanisme *S-P*, ghidaj elicoidal ;

— închise, care de asemenea pot fi cu mecanisme *S-P* sau roți dințate.

a. Între mecanismele de însumare deschise cu roți dințate (*RD*) cilindrice mai utilizat este diferențialul cu *RD* cilindrice, apoi angrenajul cu *RD* cilindrice avînd dinți înclinați și o roată mai lată, precum și *P-C*, la care *P* și *C* execută cîte o mișcare *L*. Schițele și relațiile turației rezultante sînt respectiv în figura 2.74 -a_1 și -a_2. *MS* cu tambur cilindric „de rostogolire", utilizat la mașinile derectificat danturi tip *Maag* sau *Wotan*, are schița în figura 2.74, *b*.

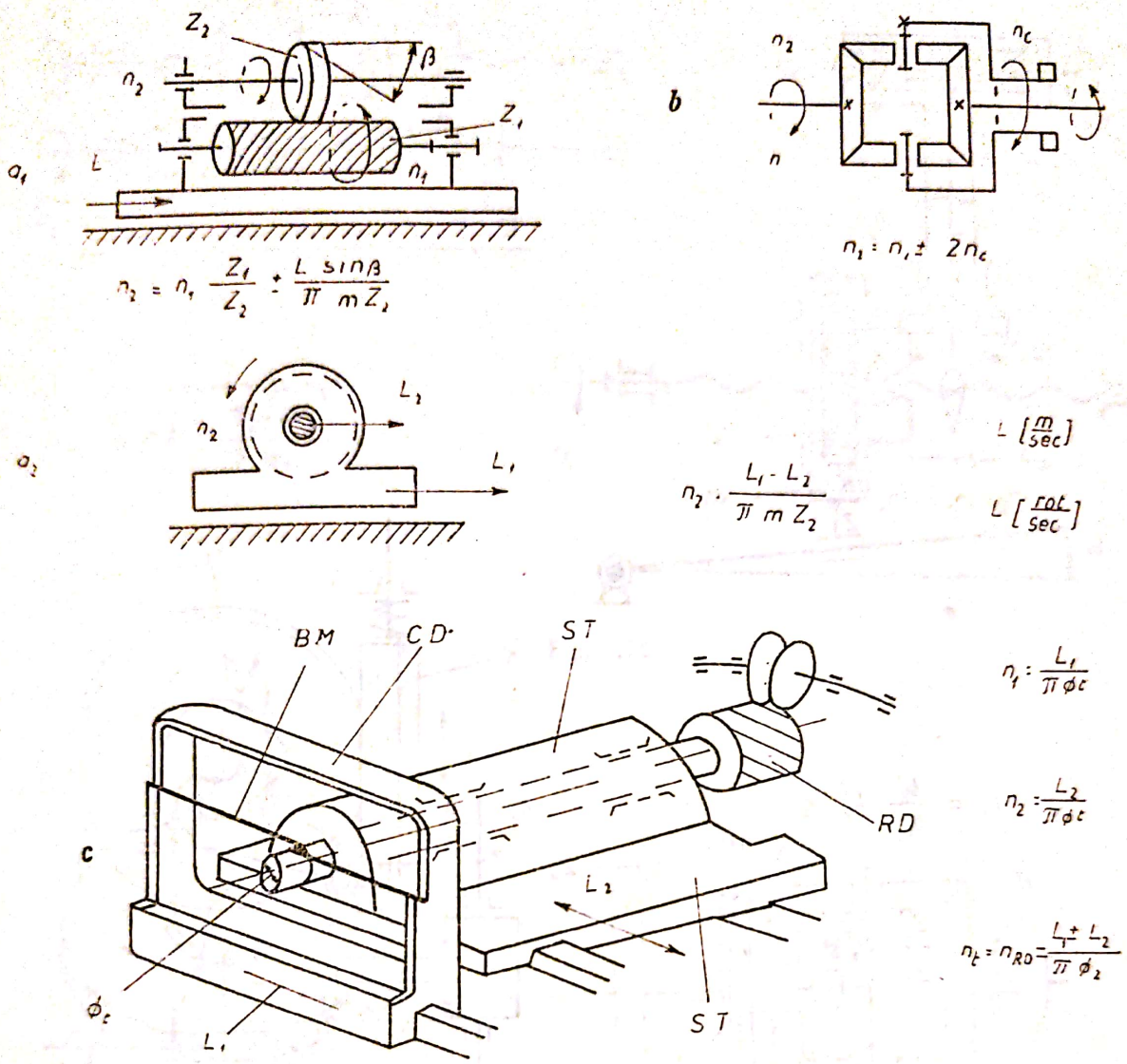
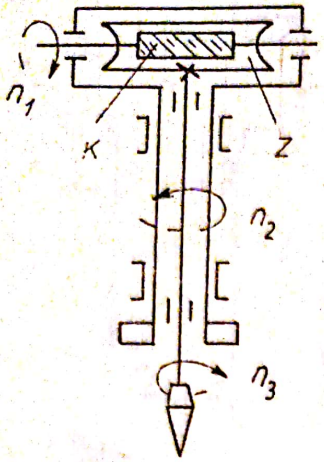


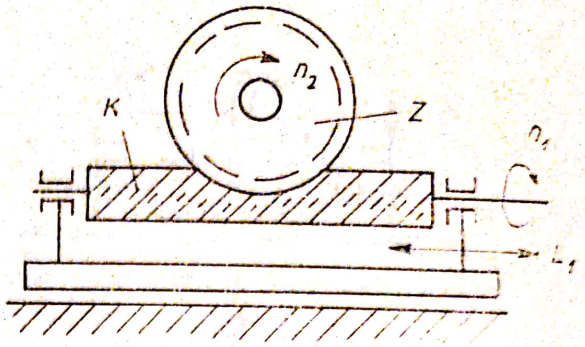
Fig. 2.74

Prin mişcarea L_2 a saniei ST se realizează rostogolirea tamburului $\emptyset_t$ cu turaţia n_2 pe benzile BM şi analog prin mişcarea L a cadrului CD se obţine n_1 la $\emptyset_t$. Turaţia rezultantă la $\emptyset_t$ este $n_t = n_1 \pm n_2$, egală cu cea a roţii dinţate RD cu dantura de rectificat. Diferenţialul cu RD conice (fig. 2.74, *c*) este MS foarte frecvent la maşini de danturat. Cu transmisii melcate turaţia însumată n_2 se obţine la roata melcată, melcul rotindu-se în jurul acesteia (fig. 2.75, *a*) sau deplasîndu-se tangenţial (fig. 2.75, *b* şi 2.75, *b'*) la ea. Mecanismul S-P devine MS prin transmiterea de mişcări R şi la şurub şi la piuliţă, două exemple fiind în figura 2.76. Schema mecanismului cu ghidaj elicoidal, la care suprafaţa faţetei face parte dintr-un elicoid cu plan director, este în figura 2.77, în care H este pasul elicei ghidajului. Faţeta mobilă a acestuia este solidară cu suportul sculei SC şi cealaltă cu roata melcată Z. Turaţia însumată este n_3, L_2 fiind ME componentă. Se foloseşte la maşini



$$n_3 = n_2 \pm n_1 \frac{K}{Z}$$

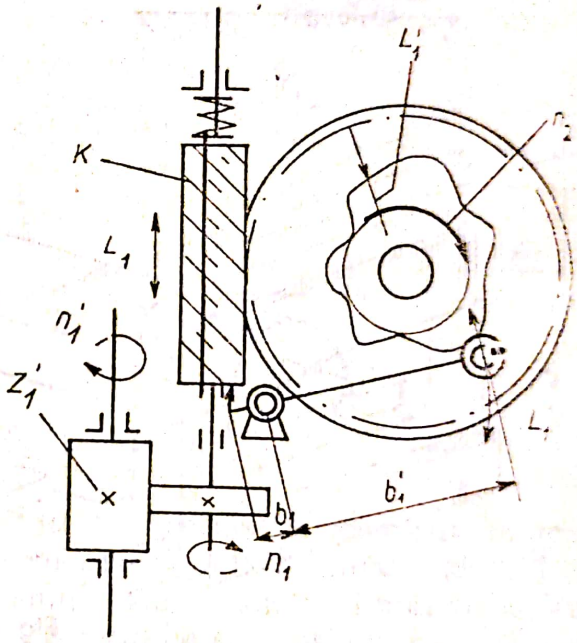
a



$$n_2 = n_1 \frac{K}{Z} + \frac{L_1}{\pi m Z}$$

$$L_1 = \frac{b_1'}{b_1} L_1'$$

$$n_1 = \frac{Z_1'}{Z_1} \cdot n_1'$$



b

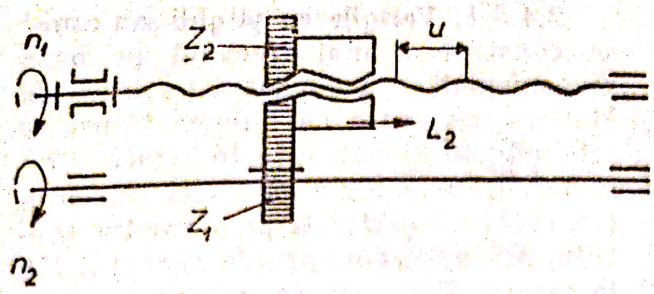
Fig. 2.75

de danturat cu cuțit-roată. Un exemplu de *MS* închis, este în figura 2.78, de asemenea cu expresia turației rezultante. În toate relațiile din figurile 2.75 ... 2.78, L și n se raportează la aceeași unitate de timp, ca de exemplu secunda. Alte *MS* se utilizează mai rar.

2.4.3. Verigi pentru mișcarea periodică

Transformarea mișcării continui în mișcare periodică este necesară pentru avansuri intermitente, rotirea capetelor revolver, a încărcătoarelor, a meselor multipoziționale, a blocurilor cu arbori principali de la strungurile multiax, pentru divizare la mașini de prelucrat danturi etc. Cerințele de bază

Scanned with OKEN Scanner



$$L_2 = \left(n_1 \pm n_2 \frac{Z_2}{Z_1} \right) u$$

$$L_2 = nt \pm \frac{L_2 t_g \alpha}{\pi m Z} u$$

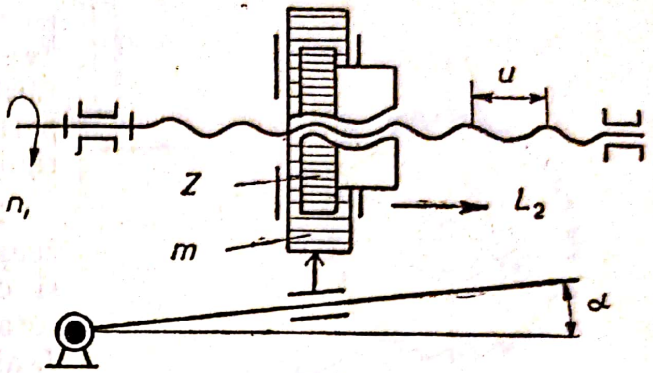


Fig. 2.76

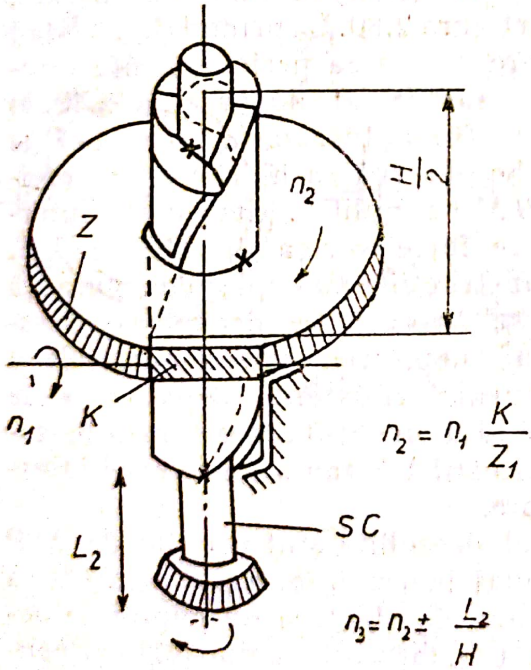


Fig. 2.77

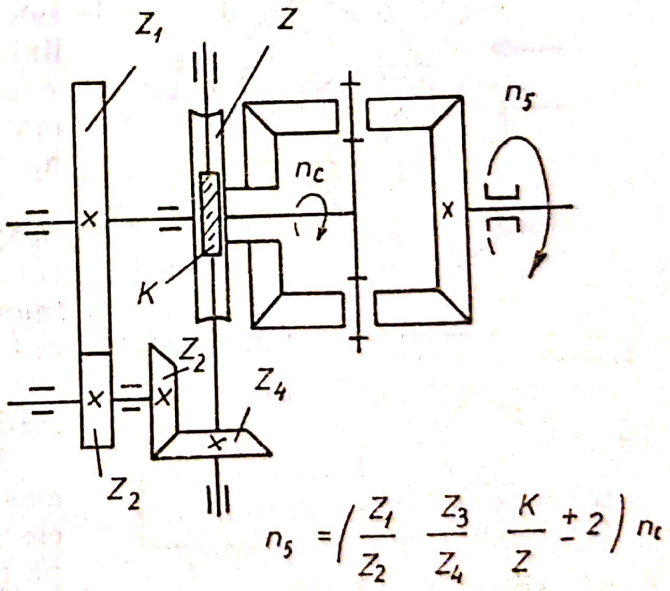


Fig. 2.78

a verigilor de MP urmăresc realizarea unei durate minime și a unei precizii maxime a mișcării. Verigile cu construcții obișnuite nu pot asigura însă precizia traiectoriei parcurse, cerută la mișcări periodice precise (ca de ex. la divizare) și de aceea ele se combină cu „fixatori", care au acest rol. Verigile pentru MP se construiesc cu elemente mecanice, electrice, hidrostatice sau combinate. În mare, se pot distinge: verigi cu pîrghii sau came și verigi cu cuplaje.

Scanned with OKEN Scanner

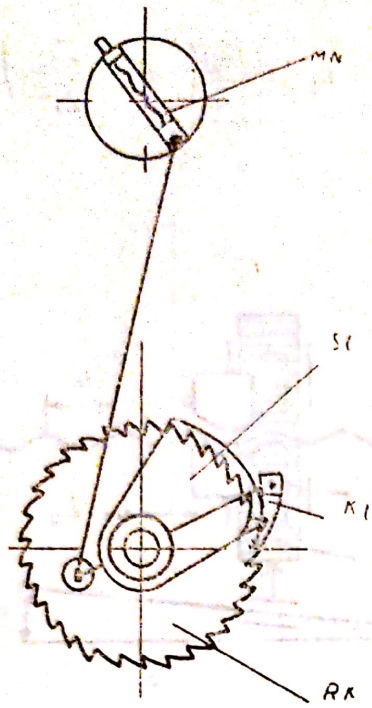


Fig. 2.79

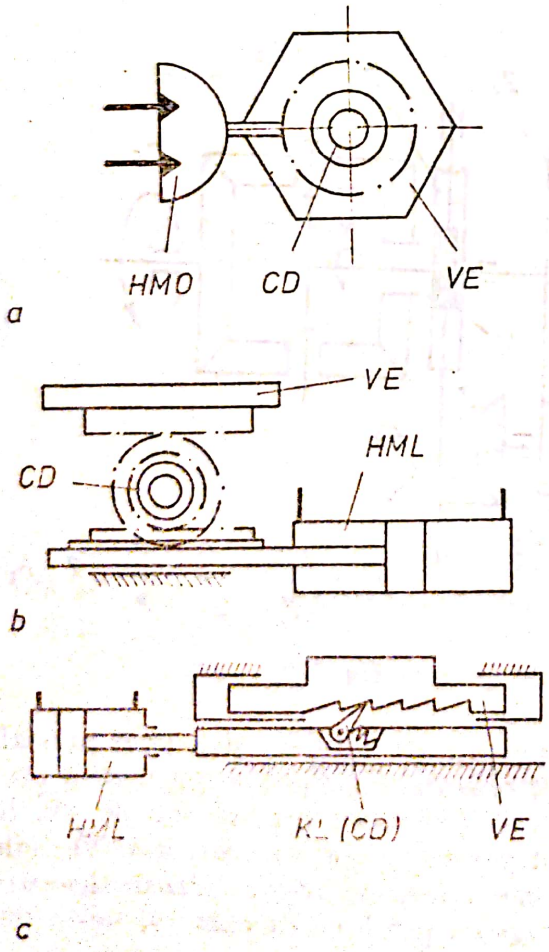


Fig. 2.80

2.4.3.1. **Verigile cu pîrghii sau came** se construiesc mai frecvent pe baza mecanismelor cu clichet — cu cruce de Malta — cu came de diferite tipuri. O schemă cu clichet este în figura 2.79, remarcîndu-se reglarea cursei prin braţul manivelei *MN* şi prin poziţia scutului *SC*, după care prinde clichetul *KL* în roata *RK*. În ce privesc verigile cu cruce de Malta, la maşini-unelte este avantajoasă cea sferică, la care solicitările de contact la canale şi buşon permit acceleraţii mai mari ale verigii executante.

2.4.3.2. **Verigile cu cuplaje** utilizează cuplaje de depăşire (denumite şi de sens), — de siguranţă — de una rotaţie. Primele au la intrare mişcare *L*-alternativă sau oscilantă, ultimele mişcare *R*. Cîteva exemple cu cuplaje de sens sau de depăşire *CD* şi motoare hidrostatice (*HM*) ca surse de mişcare, sînt în figura 2.80. La primul (fig. 2.80,*a*) *VE* are mişcarea periodică (*MP*) rotativă, iar la al doilea (fig. 2.80, *b*) liniară, fiind transmisă prin *C-P* şi *P-C*. Se observă că hidromotorul oscilant *HMO* simplifică elementele intermediare între veriga de *MP* şi *VE*.

Construcţiile cu cuplaj de siguranţă (*CS*) se bazează pe decuplarea acestuia la depăşirea valorii nominale a momentului rezistent, depăşire ce se obţine la momentul necesar prin blocarea mişcării *VE* sau a unei verigi intermediare.

Mai deosebite sînt verigile de *MP* cu cuplaj de o rotaţie. Ele conţin cîteva elemente, de obicei şi un cuplaj de depăşire *CD*, iar unele se pot regla şi pentru un anumit număr întreg de rotaţii (fig. 2.81, *a*). Cursa *HML* corespunde unei rotaţii a pinionului *Ø*, care se obţine evident numai într-un sens datorită cuplajului de depăşire *CD*. La modelul din fig. 2.81, *b*, mişcarea intră la cuplajul dublu de depăşire *CDD*. Comanda efectuării unei rotaţii într-un sens sau altul se face prin atragerea armăturii A_1 sau A_2, de la *EM*1 sau *EM*2

Scanned with OKEN Scanner

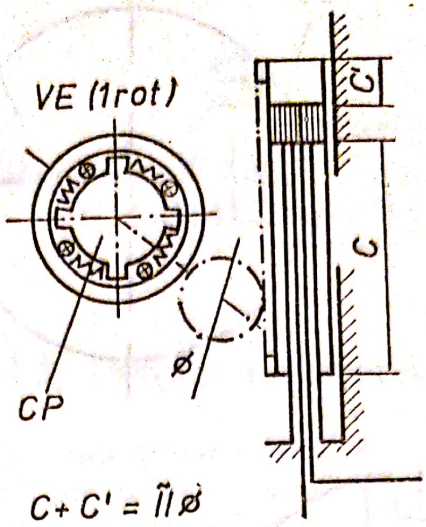
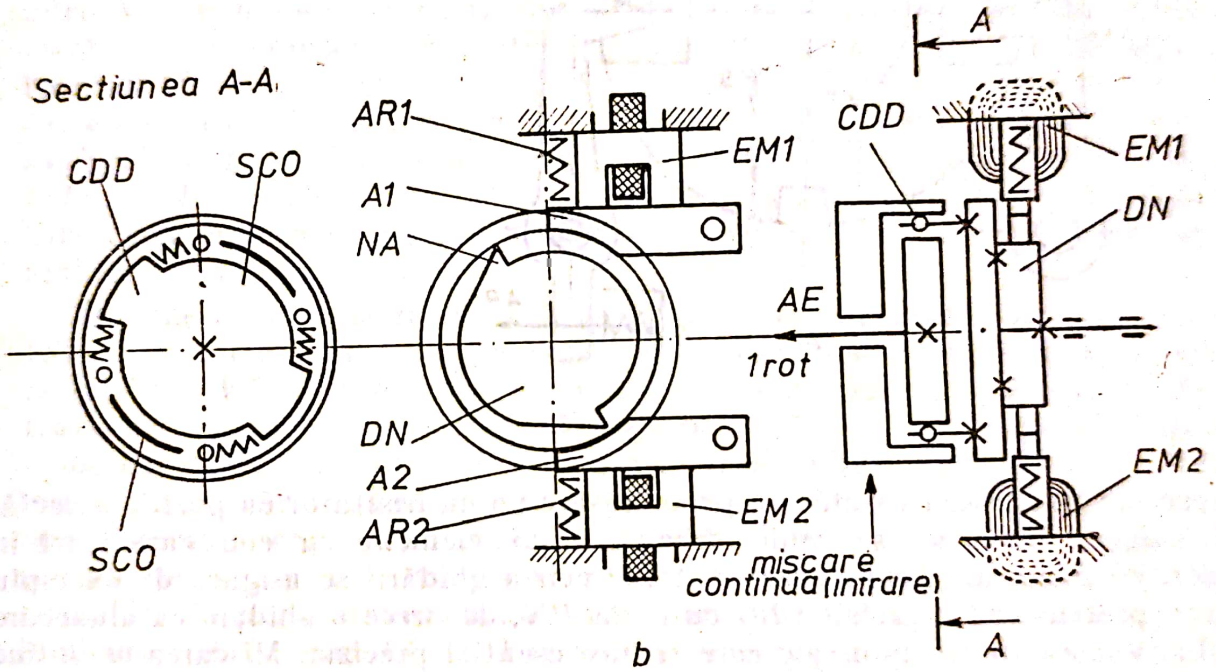


Fig. 2.81

a



b

și eliberarea nasului *NA* pentru sensul respectiv. Cu discul nasurilor *DN* sînt solidare sectoarele de comandă *SCO* ale cuplajului dublu *CDD*, care începînd rotirea permit să se împăneze rolele sensului comandat și deci să înceapă mișcarea la arborele de ieșire *AE*. În timpul efectuării rotației, armătura atrasă — *A1* sau *A2* — se eliberează, arcul *AR1* sau *AR2* o împinge pe discul *DN* și nasul *NA* se oprește în ea după efectuarea a 360°. Imediat sectoarele *SCO*, oprite și ele, decuplează rolele și deci mișcarea. Componentul se poate comanda și pentru *X* — număr întreg de rotații (numărate electric), comandînd eliberarea armăturii după efectuarea a (*X*—1) rotații.

2.4.3.3. **Fixatorii,** avînd rolul de „a fixa" în poziție precisă veriga executantă a mișcării periodice se contruiesc chiar pe veriga executantă respectivă sau cît mai apropiat de aceasta. Fixarea se face prin conuri cu ghidare

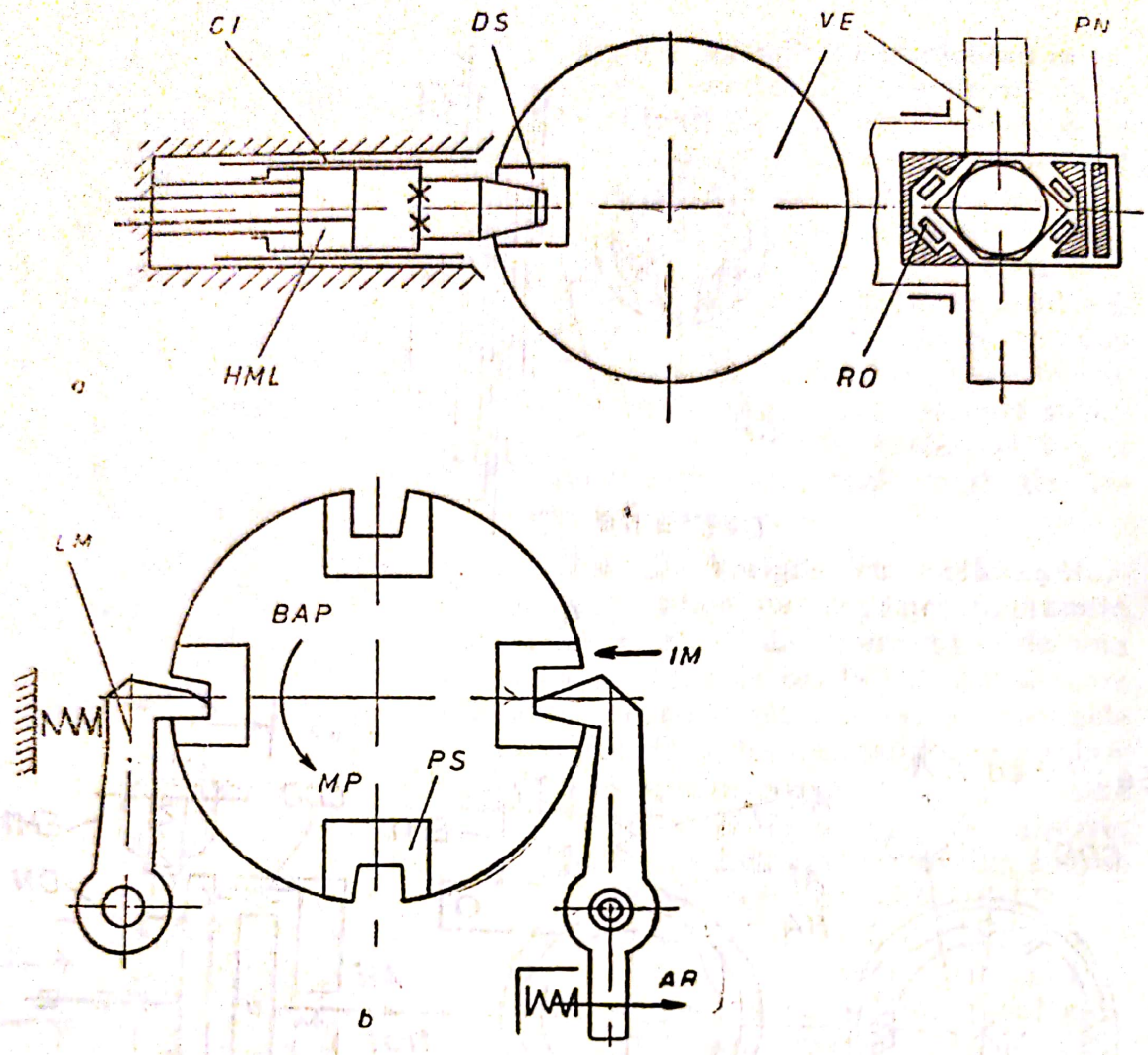


Fig. 2.82

precisă în mișcarea axială sau prin apăsare pe un limitator cu poziție corectă. În figura 2.82, *a* se vede schema unui element cu con, care intră în elezajul conic al verigii executante. Precizia ghidării se asigură de exemplu prin pretensionarea rolelor *RO* cu pana *PN*, deoarece o ghidare cu alunecare obligă la existența unui joc care reduce esențial precizia. Mișcarea se obține prin hidromotorul linear *HML*, cu cilindrul *CI* mobil. La fixarea pe suprafața foarte fină și durizată a unui limitator *LM* (fig. 2.82, *b*), *VE* este apăsată pe această suprafață la finele *MP* de către forța unui arc *AR* și cu ajutorul suprafeței înclinate a unui împingător *IM*. Lăcașurile de fixare sînt executate în „pastile" *PS* din material călibil, diferit de restul verigii executante. La această soluție fixatorul are deci 2 părți, ambele avînd lagăre pretensionate.

Scanned with OKEN Scanner

3

LANȚURI CINEMATICE PENTRU MIȘCĂRI LIBERE ȘI COMPONENTE

3.1. Definiții și compunere

Transmiterea și transformarea mișcărilor de la sursele respective la verigile executante (*VE*) are loc printr-o serie de elemente componente, subansamblurile specifice, care se numesc în general „verigi". Cu acestea se pot însă realiza legături pentru transmiterea mișcărilor și între două *VE*, sau între o *VE* și o altă serie de verigi. Șirul „verigilor" care servesc la transmiterea, transformarea, reglarea mișcărilor între surse de mișcare și *VE* sau numai între *VE* se numesc „lanțuri cinematice" (*LC*). Convențional, un astfel de „lanț" se va reprezenta cu o linie întreruptă. Atunci cînd *LC* realizează o legătură cinematică între o sursă de mișcare (*M*-motor) și o *VE* se numește *LC deschis* (fig. 3.1, *a*), iar cînd o realizează între două *VE* se numește *LC închis* (fig. 3.1, *b*), caz în care trebuie să primească o mișcare de la o sursă (*M*). Cu *LC* deschise se realizează mișcări executante (*ME*) independente (libere) și mișcări executante componente elementare, iar cu *LC* închise se realizează mișcări compuse.

În general în compunerea *LC*, pe lîngă sursa de mișcare și veriga executantă, mai intră verigi de reglare a vitezei — care se denumesc pe scurt „verigi reglabile" (*VR*) — construite de obicei ca subansamble specifice, diferite transmisii cu rapoarte constante, verigi de cuplare și întrerupere a mișcării — de siguranță (cuplaje diferite), componente de însumare (*MS*), de transformare a mișcărilor. Construcțiile verigilor (a se vedea cap. 2) pot fi mecanice, hidrostatice, pneumatice, combinate. Atît sursele de mișcare cît și diferite verigi din compunerea *LC* se reprezintă convențional prin simboluri, în parte standardizate. Alte simboluri utilizate în continuare sînt în figura 3.2. Studiul *LC* și al structurii cinematice a *MU* utilizează curent simbolurile, iar clasificarea ține seama de felul *ME* pe care o deservește lanțul respectiv, adică se deosebesc *LC* pentru: — formarea suprafeței și pătrundere (L_{pf}), — mișcări ajutătoare sau rapide (L_{mr}), — mișcări periodice sau de divizare (L_{pd}). Felul lanțului determină compunerea concretă.

3.1.1. Lanțuri pentru formarea suprafeței și pătrundere

Realizează mișcări de lucru, principale și de avans, deci se impun condiții pentru valoarea vitezei care trebuie să corespundă factorilor de bază ai așchierii (viteza de așchiere și viteza de avans); se știe că avansul corespunzător condițiilor limitative (și economic) este dat de o funcție de forma

$$s=\varphi(F, R, H_{sup}, \varepsilon_{max}, P_d...); \qquad (3.1)$$

Scanned with OKEN Scanner

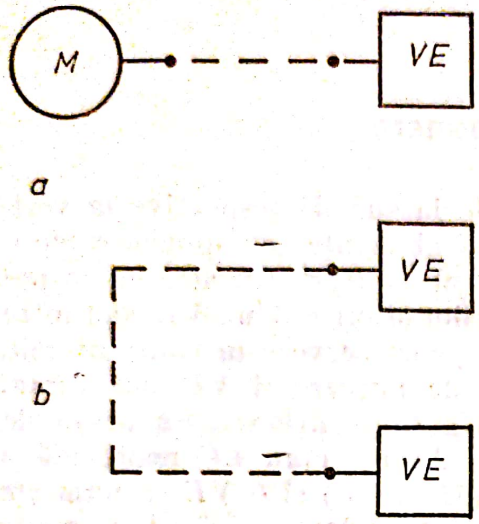


Fig. 3.1

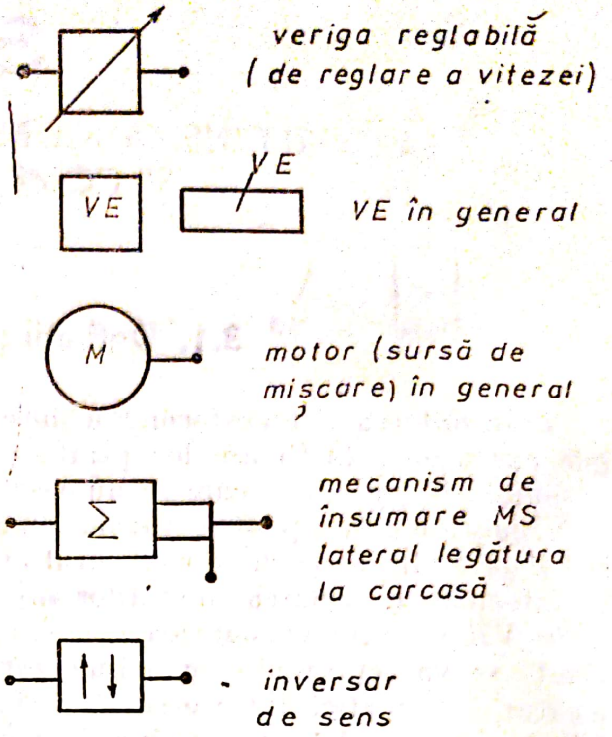


Fig. 3.2

adică depinde de: F — forța maximă suportabilă la VE respectivă; H_{sup} — asperitățile admisibile pe suprafața prelucrată; R — rigiditatea sistemului tehnologic elastic (STE); ε_{max} — abaterea maximă admisibilă la piesă; P_d — puterea disponibilă la VE în faza respectivă etc. Totodată viteza de așchiere economică este dată de asemenea: de o funcție, respectiv:

$$v_T = f(T, t, s, K_{sc}, K_0, C_a, \ldots) \text{ sau } v_P = \psi(m_d, t, s, K \ldots); \qquad (3.2)$$

adică de: T — durata economică a tăișului sculei; t, s — adîncimea și avansul curente; caracteristicile sculei și ale materialului piesei (K, K_{sc}, K_0); de condițiile așchierii (C_a) etc. Cum toți acești parametri variază în limite largi, rezultă că avansul și vitezele de așchiere trebuie să poată fi obținute prin veriga reglabilă (VR) respectivă în limite foarte largi:

$$v_{max} \ldots v_{min} \left[\frac{\text{m}}{\text{min}}\right] \text{ și } s_{max} \ldots s_{min} \text{ în } \left[\frac{\text{mm}}{\text{rot}}\right], \left[\frac{\text{mm}}{\text{min}}\right], \left[\frac{\text{mm}}{\text{c—d}}\right].$$

Pe lîngă acestea la multe mașini-unelte, lanțurile pentru pătrundere și formare (L_{pf}) trebuie să permită și reversări ale mișcării executante.

Din condiții rezultă compunerea unui L_{pf}, care în cazul general va cuprinde: cuplaje de pornire-oprire, verigă reglabilă (VR), inversor (IV), transmisii constante, verigi de siguranță (VSI) — de exemplu cuplaje (CSI), curele, frîne etc. Un astfel de lanț general, cu verigi mecanice este reprezentat în figura 3.3, *a* pentru mișcare R și L. Cuplajul cu fricțiune CUF este și verigă de siguranță, rol al cuplajului CSI în al doilea LC, în care CPO este cuplaj de pornire-oprire. Transmisiile constante sînt simbolizate prin linia întreruptă a LC. Aceleași condiții funcționale le poate satisface și un LC cu com-

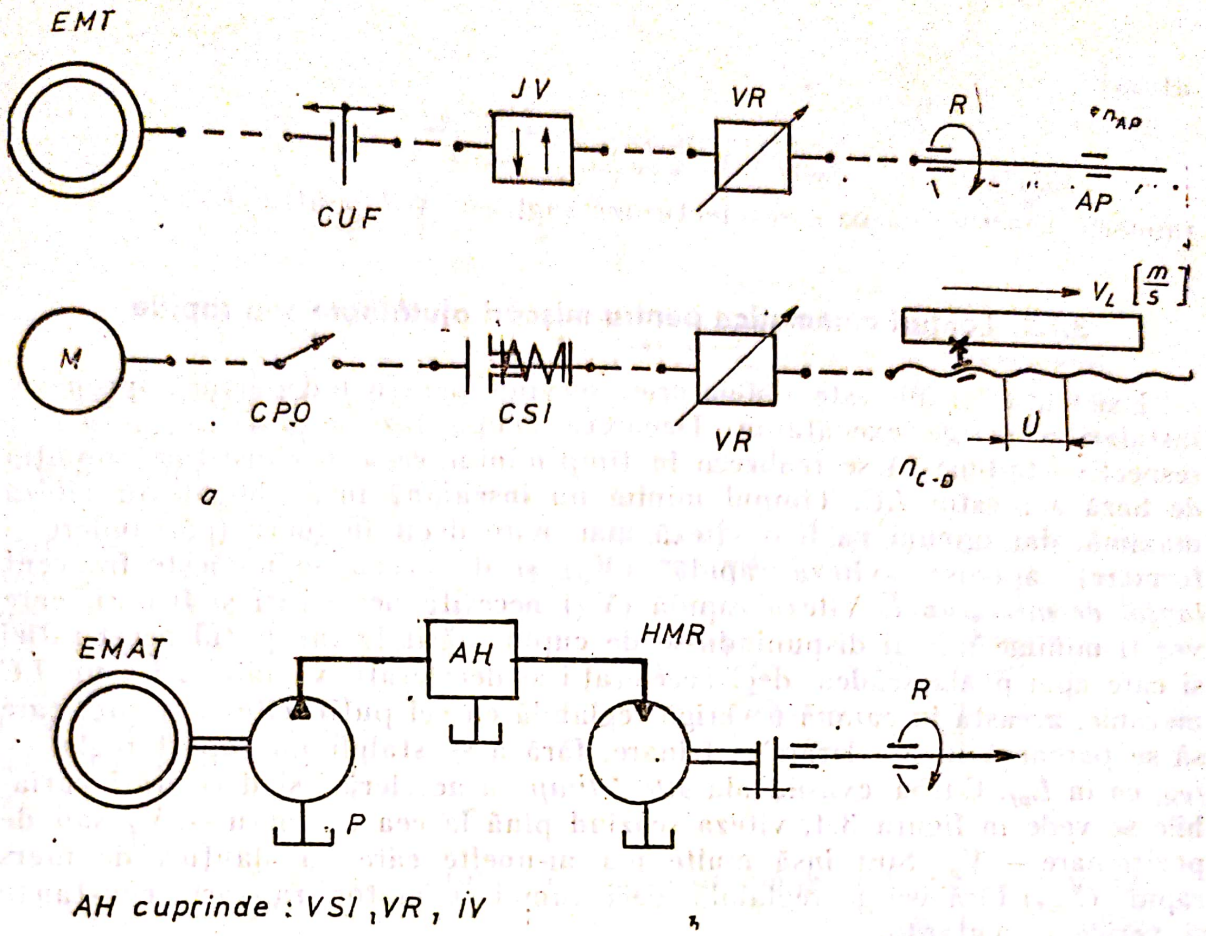


Fig. 3.3

ponente hidrostatice, reprezentat foarte simplificat în figura 3.3, *b* şi la care motorul poate fi liniar (*HMC*) sau oscilant (*HMO*). Analog se obţine *LG* cu componente electrice. Indiferent însă de construcţia verigilor, reglarea *ME*, deci a *VR* se obţine prin aceleaşi raţionamente. Astfel, pe baza relaţiilor (3.1) şi (3.2) se obţine: n_{AP} — turaţia arborelui principal (*AP*) sau de ieşire, $\left[\frac{\text{rot}}{\text{s}}\right]$; V_L — viteza mişcării rectilinii, $\left[\frac{\text{m}}{\text{s}}\right]$; n_{C-D} — numărul de curse duble în unitatea de timp, $\left[\frac{1}{\text{s}}\right] F$.

şi deci:

$$n_{mot}\ j_c\ j_{VR} = n_{AP};\ j_{VR} = \frac{n_{AP}}{j_c\ n_{mot}}; \tag{3.3}$$

sau:

$$n_{mot}\ j_c\ j_{VR}\ u = V_L;\ j_{VR} = \frac{V_L}{n_{mot}\ j_c\ u}; \tag{3.4}$$

în care: n_{mot} este turaţia motorului, în $\left[\frac{\text{rot}}{\text{s}}\right]$; j_{VR} — raportul la *VR*; j_c — raportul total al transmisiilor constante; u — deplasarea unitară, adică (*m*) pentru una rotaţie a verigii de transformare *R-L*, deci pasul şurubului. Ţinînd cont că la $\varnothing$ şi lungimea de cursă L_c, vitezele rezultă din: $v = \pi \varnothing n_{AP}$ (3.5)
şi respectiv $V_L = 2 n_{C-D} L_c$;

atunci

$$j_{VR}=\frac{V}{n_{mot}\, j_c \pi O} \text{ și } j_{VR}=\frac{2\, n_{c-p}\, L_c}{n_{mot}\, j_c\, u}, \tag{3.6}$$

rapoarte generale cu care se efectuează reglarea VR pentru L_{pf}.

3.1.2. Lanțuri cinematice pentru mișcări ajutătoare sau rapide

Existența lor nu este obligatorie, servind pentru îndepărtări, apropieri, instalări a verigii executante. Deoarece ocupă faze ajutătoare, mișcările respective trebuie să se realizeze în timp minim, ceea ce constituie condiția de bază a acestor LC. Timpul minim nu înseamnă însă obligatoriu viteza maximă, dar oricum va fi o viteză mai mare decît în lucru (pătrundere și formare), așa-zisa „viteză rapidă" (V_R) și de aceea se numește frecvent *lanțul de mers rapid*. Viteza rapidă (V_R) necesită accelerări și frînări, care vor fi minime numai dispunîndu-se de cuplu mărit la începutul accelerației și care apoi poate scădea, deci accelerații și decelerații variabile. La un LC mecanic, aceasta înseamnă o verigă reglabilă cu cel puțin cîteva trepte, care să se parcurgă în accelerare și frînare, fără a se stabili un raport reglat — j_{VR}, ca în L_{pf}. Curba cvasiideală *viteză-timp* cu accelerări și decelerări variabile se vede în figura 3.4, viteza scăzînd pînă la cea de lucru — V_L sau de poziționare — V_p. Sînt însă multe mașini-unelte care au „lanțuri de mers rapid" (L_{mr}) fără verigă reglabilă, deci numai cu motor, rapoarte constante și verigă executantă.

Calculul valorilor vitezelor rapide, al accelerațiilor și decelerațiilor și eventual al numărului de trepte (cînd VR nu se reglează continuu), este laborios și foarte aproximativ. Se reține însă că la o anumită mașină-unealtă se obține V_{min} dacă: V_R — crește cu lungimea cursei, — scade cu creșterea duratelor de întîrziere la cuplare și decuplare, — scade cu creșterea maselor ce trebuie accelerate și decelerate.

În compunerea lanțurilor cinematice pentru mișcări ajutătoare (L_{mr}) apare însă necesitatea îmbinării lor cu lanțuri cinematice pentru formarea suprafeței și pătrundere (L_{pf}), numit și „lanț de lucru", adică așa-numita „îmbinare a mersului rapid cu cel de lucru", necesară deoarece au practic aceleași verigi executante. O posibilitate este schițată în figura 3.5, *a*, L_{mr}

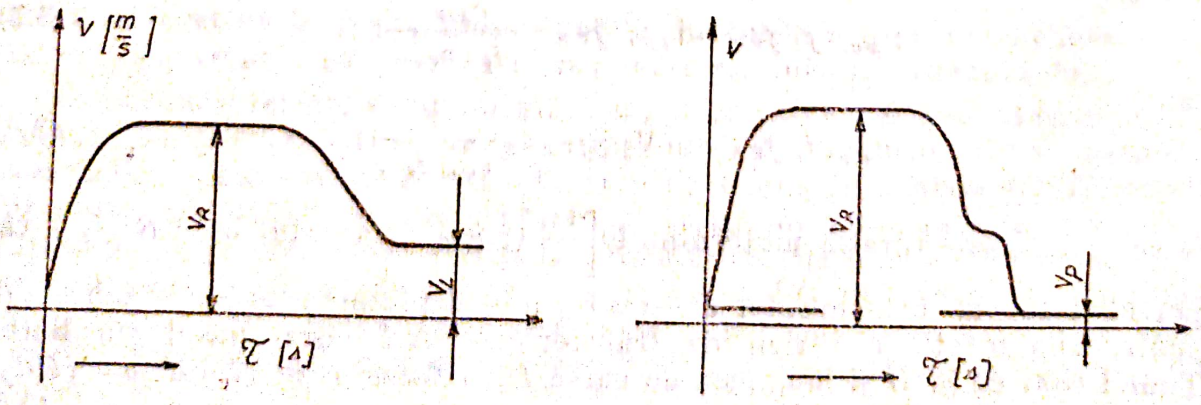


Fig. 3.4

preluînd mișcarea prin cuplajul CUF de la același motor cu lanțul de lucru (L_{pf}), atît L_{mr} cît și L_{pf} completîndu-se cu cîte un cuplaj de depășire respectiv CDR și CDL. O altă soluție (fig. 3.5, *b*) utilizează pentru mersul rapid un motor separat și anume un electromotor EMT, deoarece cu viteza de lucru rotorul acestuia are o turație lentă, frecări neglijabile (nu ca la HMR) și pornirea mai ușoară. Se poate evident recurge și la un mecanism de însumare (MS) după cum se vede principial și apoi aplicat pentru o mișcare L în figura 3.5, *c*, unde mecanismul de însumare este un component S-P. Uneori mecanismul de însumare este mai complicat. Cele menționate nu epuizează soluțiile de realizare a lanțurilor cinematice pentru mișcări ajutătoare care se poate și confunda cu lanțurile cinematice pentru formarea suprafeței și pătrundere, cum este cazul unor $EMCC$ cu magneți permanenți (a se vedea 2.2.1) cu care se realizează direct atît mișcările de lucru, cît și cele rapide, deci lanț mecanic practic inexistent, dar cu complicații în partea electrică.

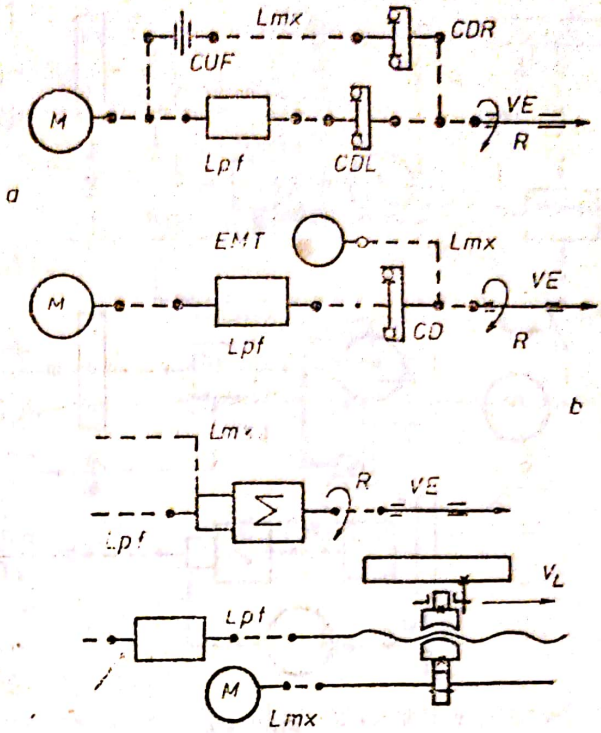


Fig. 3.5

3.1.3. Lanțuri pentru mișcări periodice sau de divizare (L_{pd})

Principala condiție pentru L_{pd} (menționată și în 2.4.3) se referă la precizia spațiului realizat, îndeosebi la divizare, la unele pentru originea traiectoriei și mai frecvent pentru punctul final al acesteia, precizie pe care o asigură fixatorii. De exemplu la mașina de rectificat danturi cu divizare, această precizie este de cca 1 μm. Pe lîngă precizie se mai impun două cerințe: la o serie de MU, posibilitatea reglării mărimii spațiului parcurs în MP sau de divizare, respectiv a unghiului sau lungimiii traiectoriei și apoi efectuarea MP sau de divizare într-un timp minim. Aceste două cerințe (prima nu este generală) trebuie însă să urmeze după precizie, cînd aceasta se cere, iar viteza cu care se execută (V_R) nu poate fi mare, date fiind lungimile sau unghiurile mici pe care se execută, deci cîștigul posibil de timp este în general mai mic.

În compunerea L_{pd}, veriga de mișcare periodică sau de divizare, împreună cu fixatorii, cînd se cere precizie, este evident obligatorie. Frecvent se cere și posibilitatea de reglare a unghiului sau lungimii cursei VE în MP, adică existența unei VR între veriga de MP și VE. Schema de principiu a unui astfel de L_{pd} „clasic" este în figura 3.6, *a* și unde veriga de mișcare periodică (VMP) poate să fie de diferite tipuri. Discul DD cu lăcașuri de fixare se numește curent „disc de divizare" (DD). La MU specializate și speciale veriga regla-

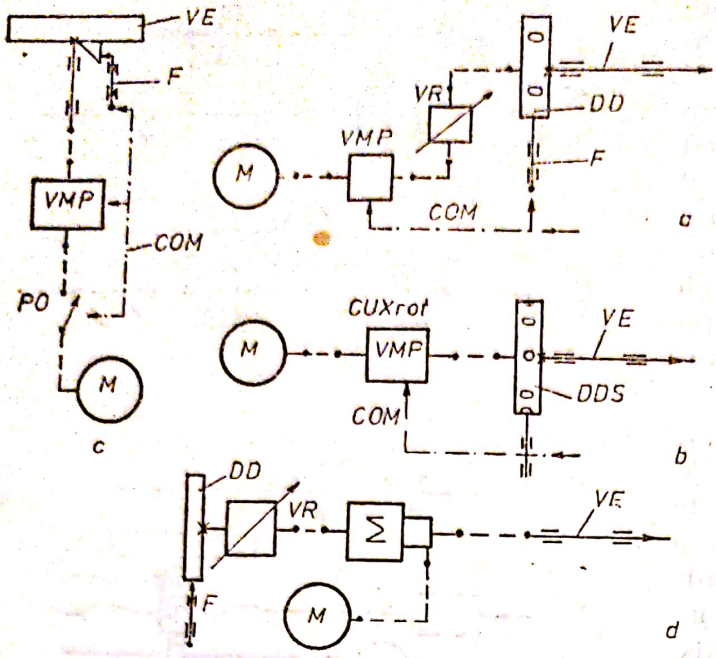


Fig. 3.6

bilă se poate înlocui cu un disc de divizare de schimb *DDS* (fig. 3.6, *b*), ceea ce este convenabil și se utilizează pentru piese în număr limitat de variante (de ex. la caneluri). La multe mașini-unelte însă, nefiind necesară reglarea spațiului mișcării periodice (dar totuși se cere precizie), ca disc de divizare servește însăși veriga executantă pe care se montează elementele fixatorilor. La astfel de mașină fără reglare a mișcării periodice a *MP* sau cu reglare prin disc de divizare de schimb, este convenabilă o verigă cu mișcare periodică cu mecanism de Malta sau respectiv un cuplaj cu X rotații ($x=1, 2, 3 \ldots$) sau una cu hidromotor și cuplaje de sens (*CD*) etc. Aceste lanțuri cinematice sînt mai simple decît cele cu disc de divizare de schimb (fig. 3.6, *b*), ceea ce și rezultă din figura 3.6, *c* în care este reprezentat (și aceasta datorită fixării a însăși verigii executante). La aceste 3 tipuri (fig. 3.6, *a*, *b*, *c*) veriga executantă efectuează numai mișcarea periodică, iar scoaterea fixatorului *F* este sincronizată cu începerea cuplării la veriga pentru mișcarea periodică prin circuitul de comandă *COM*. La multe mașini-unelte însă, veriga executantă a mișcării periodice trebuie să execute și o altă mișcare executantă cu al cărei *LC* trebuie să aibă o legătură. Apare deci problema îmbinării acestor *LC* și care se rezolvă corelat cu structura cinematică a mașinii (a se vedea cap. 6). Ca exemplu se consideră o legătură cu mecanism de însumare, ca în figura 3.6, *d*, în care la carcasa diferențialului intră a doua mișcare executantă de la sursa *M*. Divizarea sau mișcarea periodică începe la scoaterea fixatorului *F* din discul de divizare *DD*, după care frecările din diferențial antrenează în rotație și *DD*, mișcarea *M* trecînd la *DD*, iar veriga executantă „rămîne în urmă" sau chiar se oprește. La rîndul său *DD* este oprit exact după una rotație prin intrarea fixatorului *F*, după care diferențialul încetează de a mai fi mecanism de însumare (rămîne o transmisie) și veriga executantă continuă mișcarea *M*, care este în fond o legătură la un *LC* închis. La un astfel de lanț cinematic, rolul verigii pentru mișcarea periodică, respectiv a unui cuplaj de una rotație este deci îndeplinit de către *DD* cu fixatorul *F*.

La *LC* în care există o verigă reglabilă, *VR* este evident necesar ca aceasta să se regleze la un raport j_D. În general acesta se determină din ecuația cinematică ce se scrie pe baza considerentului:

$$1 \text{ rot (sau } x \text{ rot) la } VMP = \frac{1}{Z} \text{ rot la } VE, \qquad (3.7)$$

unde Z este numărul de părți în care se divizează una rotație la veriga exe-

Scanned with OKEN Scanner

cutantă VE; $^1/_z$ — spațiul de parcurs în mișcarea periodică de către veriga executantă.

Săgeata subînțelege că partea strînsă „corespunde la" partea dreaptă. Pe baza considerentului (3.7) se scrie ecuația cinematică:

$$1 j_D j_c = \frac{1}{z}; \text{ de unde: } j_D = \frac{1}{z j_c}, \quad (3.8)$$

adică expresia generală a raportului de transmitere la verigile reglabile ale lanțurilor cinematice de divizare.

Construcția concretă a L_{pd} se complică întrucîtva în funcție de soluția verigii pentru mișcarea periodică a fixatorilor sau limitatorilor, a construcției verigii executante etc. Schița de construcție a unui exemplu conform schemei din figura 3.6, *a*, este dată în figura 3.7, în care veriga pentru mișcarea periodică este un cuplaj de una rotație, *CU* 1 rot, *VE* fiind o masă multipoziționlă. Al doilea exemplu, pentru aceeași schemă cu verigă reglabilă (*VR*) este în figura 3.8 și are verigă pentru mișcarea periodică (*VMP*) cu *HML* și cuplaj de sens *CUS*. Fixatorul *F* este introdus în alezajul conic din *DD* de către arcul *AR*, care este comprimat la execuția *MP* de către forța hidrostatică, în paralel cu acționarea *HML* care constituie sursa de mișcare.

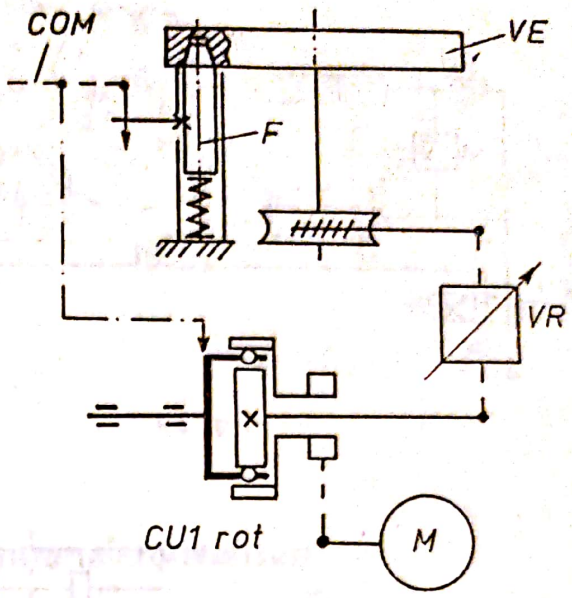


Fig. 3.7

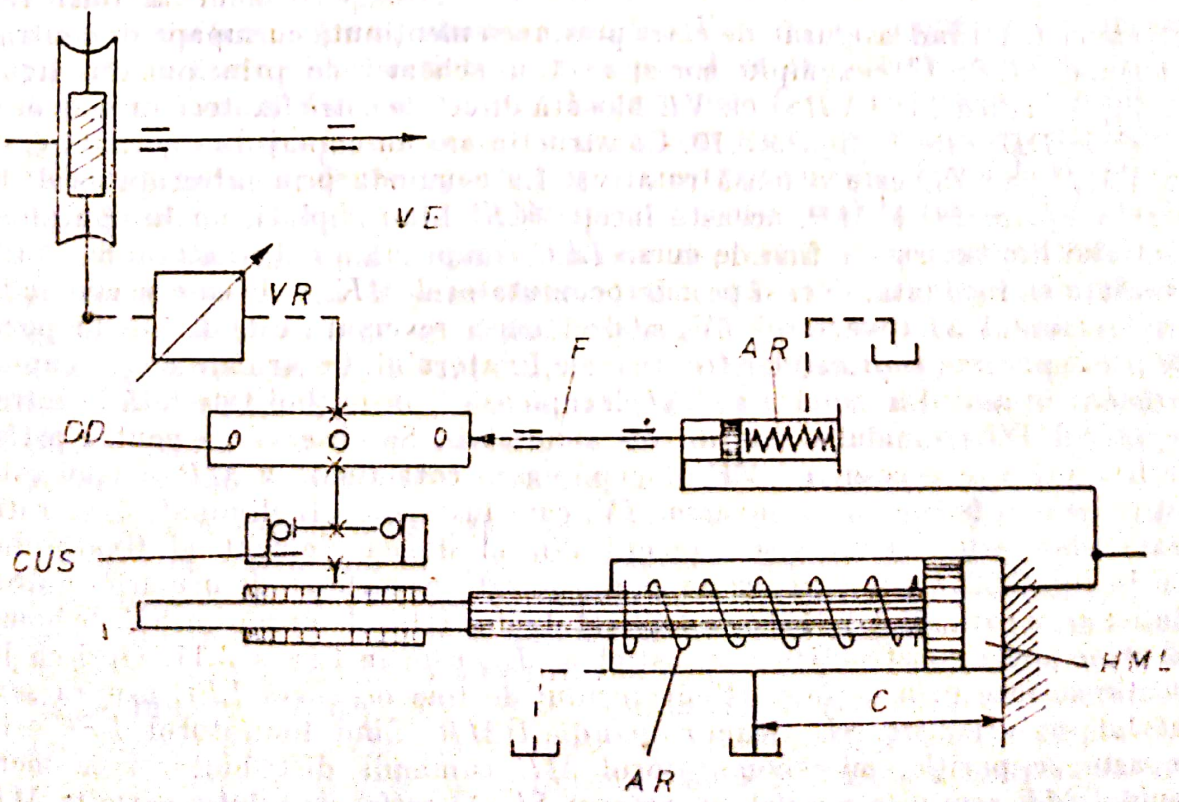


Fig. 3.8

Scanned with OKEN Scanner

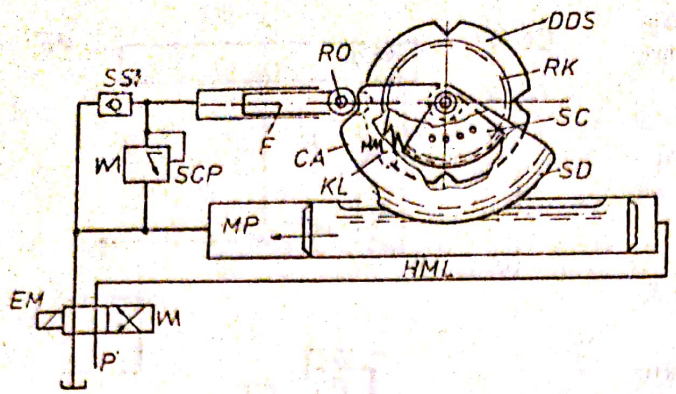


Fig. 3.9

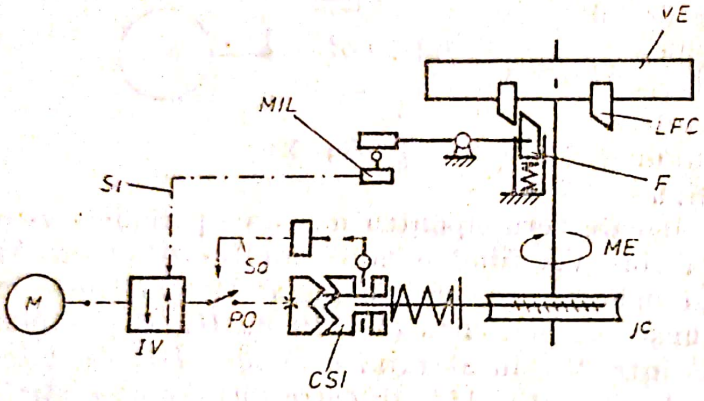


Fig. 3.10

Soluția constructivă pentru un L_{pd} cu *DDS*, deci conform schemei de principiu din figura 3.6, *b*, se poate urmări din figura 3.9, care este de la o mașină de rectificat caneluri, deci cu o garnitură redusă din *DDS*. Discul de schimb se montează solidar cu *VE* și datorită antrenării cu *HML* dublu are o bună capacitate. De la tija pistoanelor *HML* prin transformarea *C-P*, pinionul fiind numai un sector dințat *SD*, și printr-un clichet *KL* având cursa reglabilă cu scutul *SC* și rol de cuplaj de sens, mișcarea se transmite la *DDS* solidar cu roata de clichet *RK*. Scutul *SC* al clichetului se reglează odată cu schimbarea *DDS*. Fixatorul *F* este scos de către cama *CA* solidară cu sectorul dințat *SD* prin intermediul rolei *RO*, contactul permanent al rolei *RO* pe cama *CA* fiind asigurat de către presiunea menținută cu supapa de contrapresiune *SCP*. Un exemplu corespunzător schemei de principiu din figura 3.6, *c*, adică fără *VR* și cu *VE* blocată direct de către fixatori (având deci rol și de *DD*) este în figura 3.10. Construcția are un cuplaj de siguranță *CSI* ca *VMP*, iar *VE* este o masă rotativă. La comanda prin întrerupătorul de pornire-oprire *PO* a *MP*, aceasta începe (*CSI* fiind cuplat), iar la epuizarea spațiului limitatorul de fine de cursă *LFC* comprimă arcul fixatorului *F* prin supafața sa înclinată, deci și pe microcomutatorul *MK*, de la care se comandă prin semnalul *SI* inversorul *IV*, și deci masa reversată este fixată în poziție prin apăsarea suprafețelor frontale ale fixatorului. Ca urmare crește cuplul rezistent în lanțul acționării și *CSI* decuplează transmițînd totodată la întrerupătorul *PO* semnalul de oprire *SO* a mișcării. Se observă că pentru astfel de fixatori este necesar ca *VE* să depășească cota finală a *MP* și apoi este rotită pentru fixare cu un inversor *IV*, care însă poate fi eliminat, dacă rotirea — cînd este scurtă — se execută din al doilea element al fixatorului (ca în fig. 2.82, *b*). Sînt realizate și L_{pd} bazate pe sisteme de urmărire hidrostatice și la care rolul *VMP* este realizat de un sertar de urmărire *SU*. Schema de principiu a construcției unui astfel de L_{pd} este în figura 3.11. Oprirea în poziție se face prin acțiunea limitatorului de fine de cursă *LFC* asupra sertarului de urmărire *SU*, care comandă *HMR*. Cînd limitatorul *LFC* este departe de poziție, microcomutatorul *MK* comandă distribuitorul de mers rapid *DMR* care e în paralel cu sertarul *SU*. O astfel de soluție permite *MP*

de diferite unghiuri (lungimi) cu divizări neegale și pînă la pași foarte mici (de ex. 10 mm), realizează o viteză variabilă în timpul MP și deci timp minim pentru aceasta, reduce de mai multe ori forțele la VE și elimină șocurile la fixarea acesteia în poziție. Sistemul este mai costisitor dar eficient pentru mașini cu reglaje frecvente și cu condiții mai complexe pentru MP.

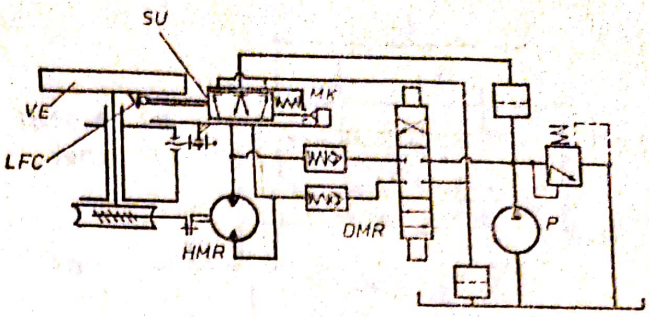


Fig. 3.11

3.2. Lanțuri pentru microavansuri

În realizarea acestora se pot deosebi de obicei două cazuri și anume: mișcarea cu viteze foarte mici pe distanțe mici (de ex. 0,1 ... 0,3 mm) sau mijlocii (de ex. 1 ... 10 mm) și apoi deplasarea pe spații foarte mici și bine controlate de ordinul μm-lor sau sutimilor cu viteze care practic nu prezintă importanță din punct de vedere al duratei, ci eventual numai din cel al procesului de lucru.

În primul caz, care poate apărea la multe MU moderne, este necesară stabilitatea la vitezele foarte mici, respectiv viteza critică V_{cr} sau minimă, sub a cărei valoare începe mersul sacadat (pierderea stabilității), trebuie să satisfacă condiția: $V_{cr} < V_a$ — viteza de avans. Mărimea V_{cr} se poate determina satisfăcător prin calcule. Condiția $V_{cr} < V_a$ se asigură prin creșterea rigidității lanțului de acționare și prin reducerea diferenței între coeficientul de frecare la $V=0$ și la $v=v_a$. Mecanismele S-P cu rostogolire și prestrîngeri, lanțurile scurte de avans, și cu arbori rigizi (la torsiune), ghidajele cu frecare lichidă sau de rostogolire (cap. 4), constituie soluții de coborîre a valorii V_{cr}. Acest caz este deci mai puțin specific și reclamat la multe MU moderne.

Al doilea caz, cînd trebuie realizate deplasări micronice controlate, este necesară o sursă de mișcare (motor) specială sau verigi speciale în lanțul de avans, de la care să se obțină deplasările cu valorile micronice. Rezultă o compunere specială a lanțului, respectiv o acționare specifică care presupune și condiția $V_{cr} < V_a$, reclamînd îndeosebi rigiditate mare, chiar dacă forțele tehnologice (din procesul de lucru) sînt sau nu neglijabile. Dealtfel realizarea microavansurilor este în general dificilă.

Una din soluții utilizează „motorul magnetostrictiv" (fig. 3.12) care se bazează pe fenomenul de magnetostricțiune utilizat la prelucrările cu oscilații ultrasonore și conform căruia un metal feromagnetic se alungește sau se contractă atunci cînd în el se creează un cîmp magnetic, principiu schițat în figura 3.12, *a*. Mărimea alungirii sau contracției se poate exprima în funcție de lungimea L (fig. 3.12, *a*) și variația relativă de magnetostricțiune $-\lambda$, sub forma: $EL_{mst}=\lambda L$, ajungîndu-se la $\Delta L=5 \ldots 10$ μm, de exemplu pentru $L=80 \ldots 160$ mm și deci cu posibilități limitate. Pentru a mări cursa totală, s-a realizat acționarea magnetostrictivă cu incrementuri sau „pas cu pas",

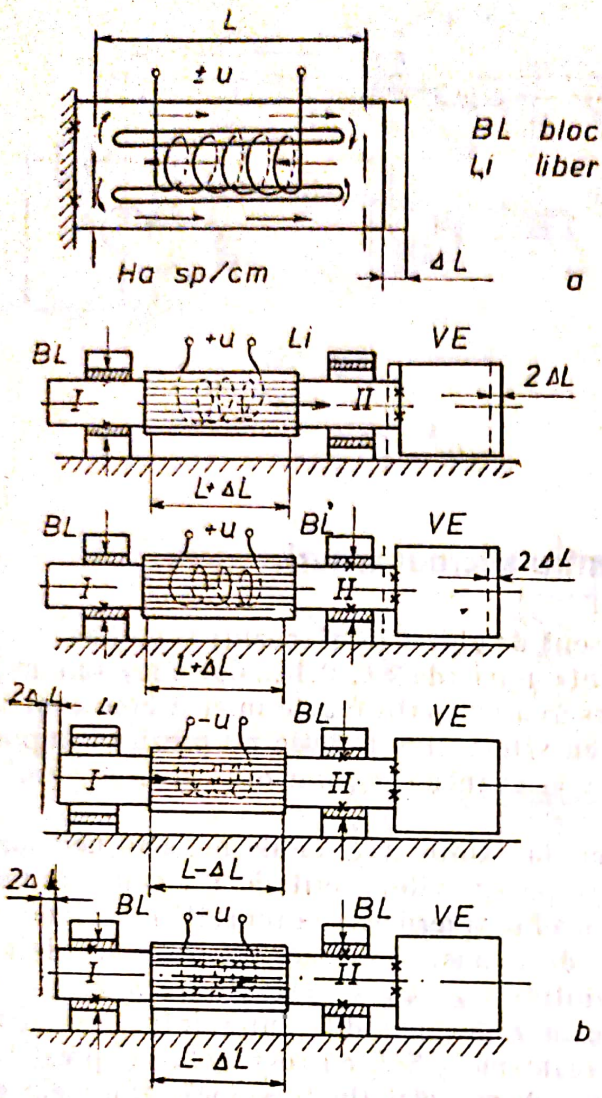


Fig. 3.12

avînd 2 blocaje ce fixează „bara" de microavansuri conform fazelor din figura 3.12, *b*, ajungîndu-se la deplasarea *VE* în paşi a căror frecvenţă este limitată de cea a elementelor hidrostatice de blocare. Ultimele complică acţionarea (cu o comandă electrică complexă) şi îi slăbesc rigiditatea.

O altă soluţie şi respectiv acţionare de microavansuri este cea termoelectrică, care se bazează pe dilatarea termică de exemplu a unei tije speciale *TD* (fig. 3.13, *b*) de lungime *L*, dintr-un oţel aliat avînd un coeficient mare de dilatare lineară — α. Un capăt al tijei *TD* este fixat în corpul *CO* prin piuliţele *PI*, iar celălalt este solidar cu *VE* (un portcuţit în exemplul din fig. 3.13, *b*) deplasabilă cu frecare în corpul *CO*. Tija se poate încălzi cu elementul *EI* construit cu sîrmă rezistentă (de ex. „Tanthal") şi alimentat prin conductele *AL* cu putere de 50...100Watt. Încălzită cu diferenţa de temperatură $\Delta\theta°$, tija se dilată cu:

$$\Delta L_i = \Delta L \Delta\theta°. \qquad (3.9, a)$$

Ea trebuie însă să învingă forţa rezistenţă *F* care o supune la compresie şi deci deplasarea *VE* va fi:

$$\Delta L = \alpha L \Delta\theta - \frac{FL}{ES}, \qquad (3.9)$$

şi în care *F*[N], *S*[m²] şi E — modulul de elasticitate $\left[\frac{N}{m^2}\right]$.

Se obţin astfel, prin încălziri pînă la 300 ... 400°C, curse totale de 0,1 ... 0,2 mm, însă în durate de minute, acţionarea termoelectrică fiind caracterizată prin inerţie termică. Temperatura $\theta°$ a tijei după o durată de τ (ore) de încălzire la nivelul de putere $P = U$ (volt) $\times I$ (amper) fiind dată de:

$$\theta° = \theta°_f\left(1 - \frac{1}{e^{\tau/T}}\right); \text{ unde } \theta°_f = \frac{Q}{A\lambda} = \frac{0{,}86UI\tau}{A\lambda}, \qquad (3.10)$$

în care: *I* este caracteristica de timp, [ore]; *A* — suprafaţa încălzită [m²]; λ — coeficientul de transmitere a căldurii [Kcal/m² · oră° C].
Se obţin curbe de încălzire *QI* şi, analog, de răcire *QR*, ca în figura 3.13, *a*. Schimbînd puterea de alimentare *UI* (de ex. UI_1 şi UI_2 în fig. 3.13, *a*) se poate

Scanned with OKEN Scanner

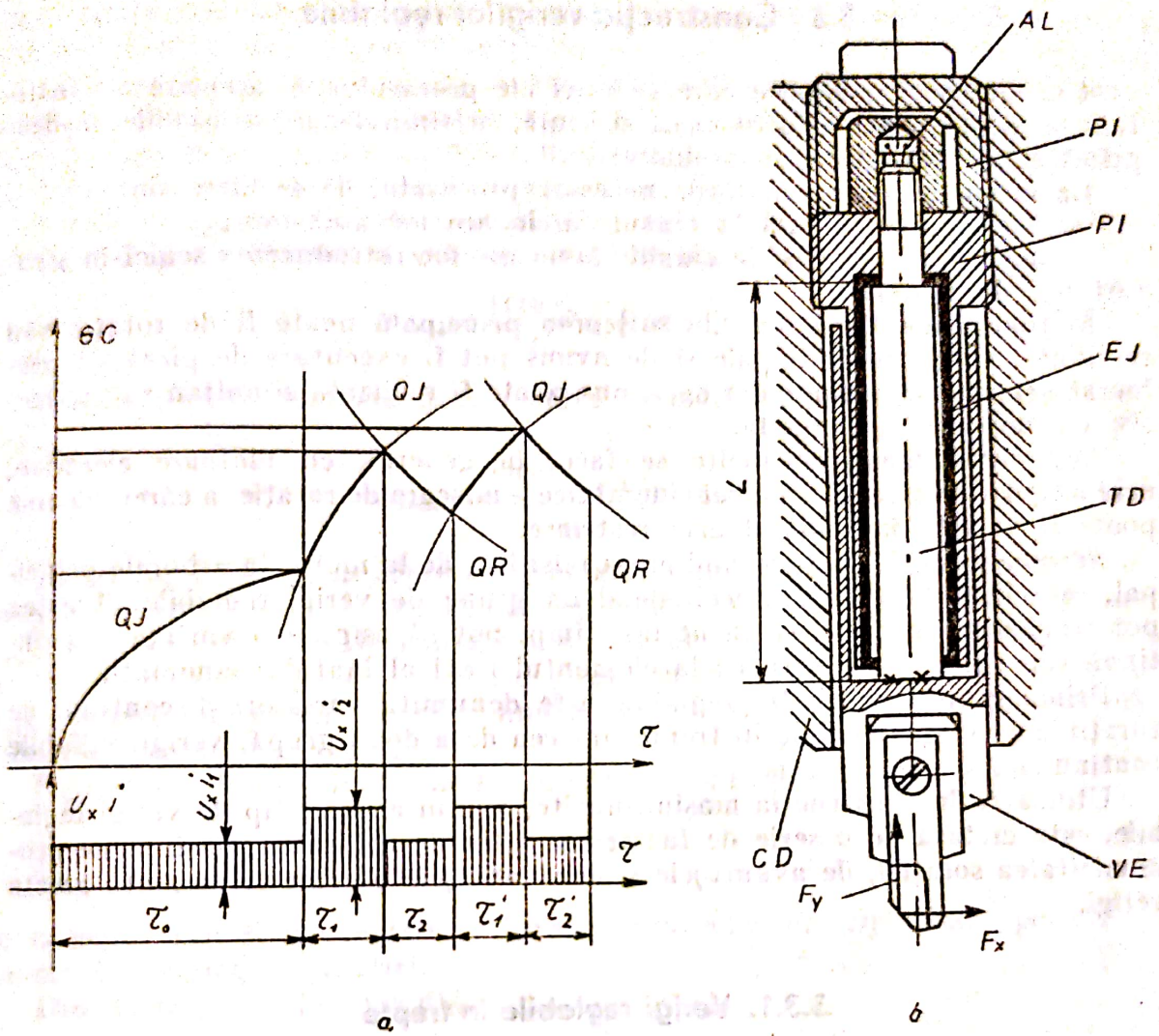


Fig. 3.13

obţine o anumită curbă medie de încălzire astfel ca aceasta să corespundă de exemplu compensării uzurii unei scule care este un proces lent. Dacă se cer contracţii, răcirea este de asemenea lentă, deci dezavantaje.

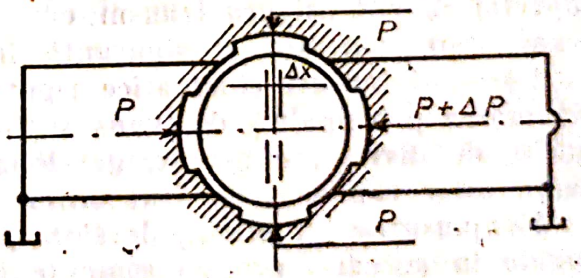


Fig. 3.14

Se întîlnesc şi alte construcţii de lanţuri pentru microavansuri, încă foarte puţin răspîndite. Astfel la maşini-unelte de precizie*) s-a recurs la realizarea de avansuri micronice în limita „întreferului" din lagărul cu sustentaţie hidrostatică al arborelui principal — figura 3.14 — prin comanda variaţiei de presiune. Se obţine $\Delta x = 1\ \mu m$, dar cursa totală este $\Sigma Ex = 3 \ldots 4\ \mu m$, suficientă doar pentru a da precizia finală a piesei.

*) la unele produse în Japonia.

Scanned with OKEN Scanner

3.3. Construcția verigilor reglabile

Una dintre principalele caracteristici ale procesului de așchiere o constituie mișcările relative între piesă și sculă, în timpul cărora așchiile se desprind de pe suprafața de prelucrat.

La mașinile-unelte, mișcările necesare procesului de așchiere sînt:

— mișcarea principală în cursul căreia are loc așchierea;

— mișcarea de avans, în cursul căreia are loc introducerea sculei în straturi noi de material.

În funcție de tipul mașinii, mișcarea principală poate fi de rotație sau rectilinie; mișcările principale și de avans pot fi executate de piesa de prelucrat sau de sculă. Mișcarea de avans poate fi realizată simultan sau succesiv cu mișcarea principală.

Acționarea mașinilor-unelte se face, în general, cu motoare electrice, care asigură la intrarea schemei cinematice o mișcare de rotație, a cărei mărime poate fi variată în limite foarte restrînse.

Sarcina de reglare și transmitere a mișcării, de la motor la arborele principal, este îndeplinită, de obicei, de două grupe de verigi reglabile. Acestea pot transmite mișcarea și, în același timp, pot să asigure o variație discontinuă sau continuă a mișcării la elementul final al lanțului cinematic.

Prima grupă a verigilor reglabile este denumită variatori discontinui de turații sau verigi reglabile în trepte, iar cea de a doua grupă, verigi reglabile continui.

Utilizarea în construcția mașinii-unelte, a unui anumit tip de verigi reglabile, este dictată de o serie de factori care țin de utilitatea mașinii, de economicitatea soluției, de avantajele și dezavantajele pe care le prezintă aceste verigi.

3.3.1. Verigi reglabile în trepte

Folosite încă de la primele tipuri de mașini-unelte, verigile reglabile mecanice sînt și astăzi cele mai mult răspîndite în construcția mașinilor, datorită faptului că pot asigura transmiterea unor momente mari, cu un raport de transmitere constant și siguranță în exploatare.

Formînd lanțuri cinematice rigide, se folosesc cu precădere ca lanțuri cinematice principale și de avans, și sînt de neînlocuit în construcția mașinilor-unelte de divizat, danturat, detalonat și filetat, unde este necesară realizarea unor rapoarte de transmitere absolut constante.

Neajunsurile lor principale sînt: prezența uzurii mari a organelor conjugate în mișcare, produc zgomote în timpul funcționării, dau naștere la vibrații și nu asigură o reglare continuă a frecvenței mișcării la elementul final al lanțului cinematic, excepție făcînd verigile mecanice cu reglare continuă, care însă nu pot transmite momente mari cu raport de transmitere constant.

Mișcarea de rotație se poate obține ușor prin faptul că lanțul cinematic este antrenat, în general, de un motor electric, deci semnalul de intrare este o turație, turația acestuia.

Lanțul cinematic în acest caz are rolul de a transmite această turație elementului final, modificînd-o, prin intermediul verigii reglabile, ca frec-

Scanned with OKEN Scanner

venţă şi sens, astfel că la capătul de ieşire al lui se poate obţine fie o mişcare de rotaţie, fie o mişcare rectilinie.

Serii de turaţii. La maşinile-unelte la care mişcarea principală este de rotaţie, vitezele limită de aşchiere v_{max} şi v_{min}, stabilite într-un mod oarecare, permit determinarea turaţiilor limită n_{max} şi n_{min} ale arborelui principal pentru diametrele de aşchiere d_{max} şi d_{min}.

Turaţia n_{min} corespunde cazului cînd viteza de aşchiere are valoarea minimă v_{min}, iar diametrul valoarea maximă d_{max}. În acest caz:

$$n_{min}=\frac{1\,000\,v_{min}}{\pi d_{max}}\ [\text{rot/min}]. \tag{3.11}$$

Pentru turaţia maximă n_{max} rezultă în mod corespunzător pentru $v=v_{max}$ şi $d=d_{max}$:

$$n_{max}=\frac{1\,000\,v_{max}}{\pi d_{min}}\ [\text{rot/min}]. \tag{3.12}$$

În relaţia 3.12 nu se introduce valoarea minimă posibilă a diametrului d pentru maşina-unealtă respectivă, ci valoarea d_{min} corespunzătoare lui v_{max}, din condiţiile reale de utilizare a maşinii-unelte. La proiectarea maşinilor-unelte universale, trebuie calculate cîteva combinaţii v_{min} şi d_{max}, v_{max} şi d_{min}, pentru obţinerea valorilor limită ale lui n. Pentru calcul se adoptă valoarea medie $d_{max}=4\,d_{min}$.

Raportul valorilor limită ale lui n, obţinute cu relaţiile de mai sus,

$$R_n=\frac{n_{max}}{n_{min}}, \tag{3.13}$$

se numeşte raport de reglare a turaţiei arborelui principal sau, pe scurt, raport de reglare a turaţiei.

Din formula (3.13) rezultă:

$$R_n=\frac{n_{max}}{n_{min}}=\frac{v_{max}}{v_{min}}\cdot\frac{d_{max}}{d_{min}}. \tag{3.14}$$

Dacă se notează raportul vitezelor cu R_v şi raportul diametrelor cu R_d, rezultă:

$$R_n=R_vR_d. \tag{3.15}$$

La maşinile-unelte moderne, raportul de reglare depăşeşte valoarea 200, iar la maşinile speciale tinde către unitate.

Pentru ca la oricare valoare a diametrului d să se poată prelucra cu viteza optimă de aşchiere v, ar trebui ca veriga de reglare a maşinii să poată asigura arborelui principal orice turaţie nq, corespunzătoare combinaţiilor posibile între v şi d. La proiectarea unei maşini-unelte universale trebuie să se ţină seama de faptul că în exploatare se pot întîlni orice valori pentru v şi d, între limitele stabilite $v_{max}\ldots v_{min}$ şi $d_{max}\ldots d_{min}$; de aceea, pentru exploatarea în condiţii optime a unei astfel de maşini, ar trebui asigurate toate turaţiile posibile ale arborelui principal între limitele n_{max} şi n_{min}, lucru imposibil de realizat în cazul utilizării verigilor reglabile în trepte. În acest caz, rezultă că prelucrarea nu poate fi executată, în marea majoritate a cazurilor, cu viteza optimă de aşchiere. De aceea, se pune problema celei mai

Scanned with OKEN Scanner

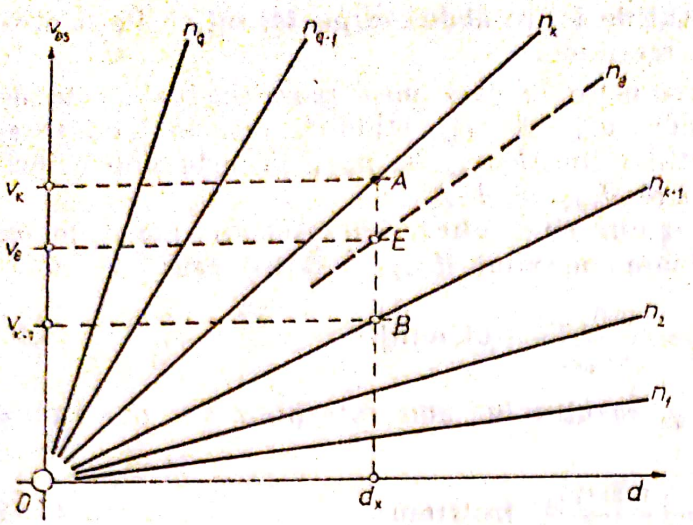


Fig. 3.15

raţionale serii (game) de turaţii pentru arborele principal, adică a unei serii între limitele alese n_{max} şi n_{min}, care să fie cea mai avantajoasă din punct de vedere al exploatării.

Reprezentînd într-un sistem de axe rectangulare viteza în funcţie de diametru, turaţia fiind considerată constantă, se obţine o dreaptă ce trece prin originea sistemului.

În cazul în care n are diferite valori, rezultă un fascicul de drepte ce trece prin origine (fig. 3.15).

Pentru un diametru oarecare d_x, să presupunem că este necesară viteza economică de aşchiere v_e. Avînd în vedere numărul mic de turaţii pe care îl are o verigă reglabilă în trepte şi numărul foarte mare de diametre d_x care pot fi necesare, rezultă că, numai în cazuri cu totul particulare, o verigă reglabilă în trepte poate asigura obţinerea vitezei economice v_e.

Ca urmare viteza economică necesară procesului de aşchiere se va afla în general între două viteze v_k şi v_{k-1}, corespunzătoare turaţiilor n_k şi n_{k-1} ale verigii şi diametrului d_x ale sculei sau piesei. În primul caz viteza de aşchiere va fi $v_k > v_e$, iar în cazul al doilea $v_{k-1} < v_e$.

Dacă v_e este valoarea maximă admisibilă a vitezei de aşchiere corespunzătoare tuturor condiţiilor de lucru şi în special stabilităţii sculei, se va alege turaţia imediat inferioară n_{k-1}, căreia îi corespunde viteza v_{k-1}. Aceasta înseamnă o reducere a vitezei de aşchiere faţă de cea prescrisă şi, deci, o pierdere de viteză $(v_e - v_{k-1})$ reprezentată în figura 3.15 prin segmentul BE, a cărei valoare relativă este:

$$\Delta_v = \frac{v_e - v_{k-1}}{v_e}. \tag{3.16}$$

Deoarece $v_e = \pi d n_e$ şi $v_{k-1} = \pi d n_{k-1}$, rezultă:

$$\Delta v = \frac{n_e - n_{k-1}}{n_e} = 1 - \frac{n_{k-1}}{n_e}. \tag{3.17}$$

Rezultă că pierderea relativă de viteză este cu atît mai mare, cu cît raportul $\frac{n_{k-1}}{n_e}$ este mai mic. La limită, cînd n_e se apropie de n_k (adică v_e tinde către v_k), pierderea relativă Δ_v a vitezei de aşchiere tinde către valoarea ei maximă:

$$\Delta_{v\,max} = 1 - \frac{n_{k-1}}{n_k}. \tag{3.18}$$

Întrucît n_k şi n_{k-1} reprezintă două turaţii alăturate dintr-o gamă de turaţii, pierderea relativă maximă de viteză va fi cu atît mai mică, cu cît cele două

turații diferă mai puțin între ele; deci cu cît într-o gamă de turații există un număr mai mare de turații, cu atît și pierderea relativă maximă va fi mai mică. În particular verigile cu variația continuă a turației $\Delta_{v_{max}}=0$.

Pentru diferite intervale de turații (n_1, n_2), (n_2, n_3) ... (n_{k-1}, n_k), valorile lui $\Delta_{v_{max}}$ pot fi diferite:

$$\Delta_{v_{(1-2)max}}=1-\frac{n_1}{n_2}; \quad \Delta_{v_{(2-3)max}}=1-\frac{n_2}{n_3} \ldots \tag{3.19}$$

Exploatarea rațională a unei mașini-unelte implică faptul ca aceasta să fie echivalentă în toate domeniile ei de lucru, ceea ce se poate realiza dacă pierderea relativă maximă de viteză $\Delta_{v_{max}}$ este constantă:

$$\Delta_{v_{(k-1,\,k)max}}=1-\frac{n_{k-1}}{n_k}=\text{constant}. \tag{3.20}$$

La o mașină-unealtă, a cărei mișcare principală este o mișcare de rotație, productivitatea este proporțională (neglijînd cursa de mers în gol și toate opririle mașinii) cu suprafața prelucrată în unitatea de timp, adică cu produsul $\pi dns=1\,000\,vs$ [mm²/min] — în cazul strunjirii și găuririi și cu $ns=\frac{1\,000}{\pi d}vs$ [mm/min] — în cazul frezării.

Rezultă deci că dacă pierderea relativă de viteză este constantă și pierderea maximă de productivitate este constantă, ceea ce reprezintă condiția de echivalență a mașinii în toate domeniile ei de lucru.

Notînd cu:

$$\frac{n_{k-1}}{n_k}=\frac{1}{\varphi} \tag{3.21}$$

în care $\varphi=\text{constant}>1$, deoarece $n_{k-1}<n_k$, se obține următoarea condiție pentru ca Δv_{max} să rămînă constant:

$$n_k=n_{k-1}\varphi, \tag{3.22}$$

adică pentru $k=2, 3 \ldots q$: $n_2=n_1\varphi$; $n_3=n_2\varphi=n_1\varphi^2$; $n_4=n_3\varphi=n_1\varphi^3$, sau, în cazul general:

$$n_k=n_{k-1}\varphi=n_1\varphi^{(k-1)}, \tag{3.23}$$

iar pentru ultimul termen al seriei de turații, se poate scrie:

$$n_q=n_1\varphi^{(q-1)},$$

în care caz q este numărul termenilor seriei (gamei), adică numărul de turații la arborele principal al mașinii.

Condiția productivității constante, relația (3.23), precizează că o turație oarecare trebuie să rezulte din precedenta, prin multiplicarea acesteia cu o constantă φ. Expresia aceasta reprezintă termenul general al unei serii geometrice și deci seria de turații la arborele principal al unei mașini-unelte trebuie să fie o serie geometrică, în scopul utilizării economice a mașinii, cît și în ceea ce privește construcția ei.

Scanned with OKEN Scanner

Ca urmare, seria de turații a unei verigi reglabile în trepte se va exprima prin:

$$\begin{aligned} n_{min} &= n_1 \\ n_2 &= n_1\varphi \\ n_3 &= n_2\varphi = n_1\varphi^2 \\ &\cdot \\ &\cdot \\ n_k &= n_{k-1}\varphi = n_1\varphi^{(k-1)} \\ &\cdot \\ &\cdot \end{aligned} \tag{3.24}$$

$$n_{max} = n_q = n_{q-1}\varphi = n_1\varphi^{(q-1)}, \tag{3.25}$$

în care φ este rația seriei geometrice.

Revenind asupra pierderii relative maxime de viteză, scrisă sub forma:

$$\Delta v_{max} = 1 - \frac{n_{k-1}}{n_k} = 1 - \frac{1}{\varphi}, \tag{3.26}$$

rezultă că pierderea relativă maximă de viteză, în cazul seriilor geometrice de turații, depinde numai de mărimea rației φ a acestei serii, ea fiind cu atît mai mică cu cît rația φ este mai apropiată de unitate.

Mărimea rației φ se poate determina din expresia turației maxime rezultînd:

$$\varphi = \sqrt[q-1]{\frac{n_2}{n_1}} = \sqrt[q-1]{\frac{n_{max}}{n_{min}}} = \sqrt[q-1]{R_n}, \tag{3.27}$$

ceea ce necesită cunoașterea turațiilor, maximă și minimă, sau numai a raportului de reglare R_n și a numărului de turații.

Numărul de turații q poate fi determinat dacă se cunoaște raportul de reglare R_n (sau n_{max} și n_{min}) și rația φ, logaritmînd expresia rației:

$$q = 1 + \frac{\log R_n}{\log \varphi}. \tag{3.28}$$

Numărul de turații obținut rezultă de obicei fracționar. El trebuie rotunjit la un număr întreg, din care cauză raportul de reglare a turațiilor R_n trebuie modificat corespunzător.

Rația φ a seriei geometrice de turații poate fi, în general, oricare (între anumite limite), însă mai mare decît unitatea. Dacă se admite pentru pierderea relativă maximă a vitezei de așchiere, valoarea limită 50%, atunci rezultă:

$$\left(\frac{\varphi-1}{\varphi}\right)_{max} 100 = 50 \text{ sau } \left(\frac{\varphi-1}{\varphi}\right)_{max} = \left(1 - \frac{1}{\varphi}\right)_{max} = \frac{1}{2},$$

adică $\varphi_{max} = 2$. Deoarece $\varphi > 1$ (seria $n_1, n_2 \ldots, n_q$ este crescătoare), rezultă:

$$1 < \varphi < 2. \tag{3.29}$$

Între aceste două valori extreme, rația φ putînd avea orice valoare, conduce la posibilitatea folosirii (teoretic) unei infinități de serii geometrice pentru gama de turații.

Scanned with OKEN Scanner

Din punct de vedere economic, privind pierderea de productivitate, se folosesc, ca valori ale raţiei φ, mărimile raţiilor numerelor normale din tabelul 3.1, care determină pierderi de productivitate între 5 şi 50%.

Prin numere normale se înţeleg şirurile de numere în progresie geometrică, rotunjite convenţional, avînd una din raţiile:

$$\varphi_{40}=\sqrt[40]{10}=1{,}06;\quad \varphi_{20}=\sqrt[20]{10}=1{,}12;\quad \varphi_{10}=\sqrt[10]{10}=1{,}25;\quad \varphi_{5}=\sqrt[5]{10}=1{,}60;$$

cu condiţia suplimentară ca aceste şiruri să conţină şi unitatea printre termenii lor.

TABELUL 3.1

φ	1.06	1,12	1,26	1,41	1,58	1,78
$\Delta V_{max}\%$	5	10	20	30	40	45

Numerele normale au fost standardizate în majoritatea ţărilor, în R.S.R. ele fiind stabilite prin STAS 283-49.

Fiecare şir de numere normale se notează convenţional prin litera R urmată de ordinul radicalului raţiei:

R 40, R 20, R 10, R 5

În tabelul 3.2 sînt prezentate numerele normale din intervalul 1—10 pentru patru valori ale raţiei φ. Numerele din alte intervale se pot deduce din numerele acestui interval prin multiplicare cu o putere pozitivă sau negativă a lui 10.

TABELUL 3.2

Tabelul numerelor normale

Serii fundamentale rotunjite							
R 40 $\varphi_{40}=1{,}06$	R 20 $\varphi_{20}=1{,}12$	R 10 $\varphi_{10}=1{,}25$	R 5 $\varphi_{5}=1{,}60$	R 40 $\varphi_{40}=1{,}06$	R 20 $\varphi_{20}=1{,}12$	R 10 $\varphi_{10}=1{,}25$	R 5 $\varphi_{5}=1{,}60$
1,00	1,00	1,00	1,00	3,15	3,15	3,15	
1,06				3,35			
1,12	1,12			3,55	3,55		
1,18				3,75			
1,25	1,25	1,25		4,00	4,00	4,00	4,00
1,32	1,40			4,50	4,50		
1,50							
1,60	1,60	1,60	1,60	4,75			
1,70				5,00	5,00	5,00	
1,80	1,80			5,30			
1,90				5,60	5,60		
2,00	2,00	2,00		6,00			
2,12				6,30	6,30	6,30	6,30
2,24	2,24			6,70			
2,36				7,10	7,10		
2,50	2,50	2,50	2,50	7,50			
2,65				8,00	8,00	8,00	
2,80	2,80			8,50			
				9,00			
				9,50			
				10,00	10,00	10,00	10,00

Scanned with OKEN Scanner

Numărul de termeni dintr-un interval este egal cu ordinul radicalului raţiei. Astfel şirul R 40 posedă 40 de termeni în intervalul de la 1 la 10, şirul R 10, zece termeni etc.

Din şirurile de numere normale R 40, R 20, R 10 şi R 5 denumite şiruri fundamentale se pot obţine şiruri derivate, prin folosirea numai a termenilor din 2 în 2, din 3 în 3 etc.

Astfel, şirul de numere

... 10; 11,8; 14; 17; 20 ...

rezultă din şirul fundamental R 40 prin alegerea numai a termenilor din 3 în 3. El se notează prin R 40/3.

Faptul că turaţiile în sarcină ale motoarelor asincrone se pot încadra numai în şirurile fundamentale R 40 şi R 20 conduce la folosirea numai a acestora ca serii de turaţii pentru verigile de reglare discontinuă din lanţul cinematic principal al maşinilor-unelte.

Numerele şirului R 40 cu raţia $\varphi_{40}=1{,}06$ duc la intervale mici între turaţii, ceea ce nu este util procesului tehnologic, după cum nu este nici economic, din punct de vedere constructiv fiind necesar un număr mare de angrenaje.

Seria R 20 a fost acceptată pe plan internaţional, prin ISO ca şir fundamental al seriilor de turaţii pentru maşini-unelte, serie a cărei raţie fiind $\varphi=1{,}12$ conduce la pierderea relativă maximă de viteză (sau de productivitate) de 10%.

Turaţii reale. Standardizarea turaţiilor este o problemă care încă nu a putut fi soluţionată complet. Cauzele sînt diferite. Una din acestea se referă la imposibilitatea de a stabili dacă turaţiile în serie geometrică, avînd la bază numerele normale, se referă la mersul în gol al maşinii-unelte sau în sarcină. Problema este foarte importantă, deoarece turaţiile trebuie să fie indicate pe tabelele maşinii şi, ca urmare să folosească la stabilirea normelor de lucru, ceea ce poate duce la norme eronate dacă turaţiile reale ale maşinii în sarcină sînt diferite de cele înscrise pe tabelele indicatoare ale acestora.

Pe de altă parte, turaţiile în sarcină variază cu mărimea acesteia. Din această cauză Organizaţia Internaţională de Standardizare ISO precizează următoarele:

— turaţiile indicate pe tabelele maşinii sînt valori nominale în sarcină ale turaţiilor la axul maşinii şi ele se utilizează pentru calculele timpilor de lucru.

— valorile efective în sarcină ale turaţiilor pot diferi de precedentele în limitele $\pm 10(\varphi-1)\%$, denumită toleranţă totală.

Toleranţa totală se compune din toleranţa electrică şi toleranţa mecanică. În limitele toleranţei totale, mărimea toleranţei mecanice nu trebuie să depăşească -2% ... $+3\%$.

Toleranţa mecanică se datoreşte dificultăţilor de a realiza prin angrenaje rapoartele de transmitere teoretice, care ar duce la obţinerea turaţiilor nominale.

Mărimea procentuală a erorii cinematice a fiecărei turaţii se determină cu expresia

$$\Delta n_{cine}=100\,\frac{n_{cine}-n_{norm}}{n_{norm}}\,\%, \qquad (3.30)$$

în care n_{cine} este turaţia determinată prin calcul pe baza rapoartelor de transmitere reale ale angrenajelor; n_{norm} — turaţia normalizată conform tabelului.

Scanned with OKEN Scanner

Serii de curse duble. La mașinile-unelte cu mișcarea principală rectilinie alternativă, semnalul de ieșire, la capătul lanțului cinematic, este numărul de curse duble pe minut, care determină viteza de deplasare a organului mobil. Aceasta poate fi o viteză de așchiere sau o viteză de avans, valoarea ei fiind funcție de turația n_e primită la mecanismul de transformare și de constanta constructivă caracteristică fiecărui mecanism.

Mișcarea rectilinie necesară organului final, de la capătul de ieșire al lanțului cinematic, se obține prin transformarea mișcării de rotație, într-o mișcare rectilinie, prin intermediul mecanismelor de transformare.

Mecanismele folosite pentru transformarea mișcării de rotație în mișcare rectilinie alternativă se pot grupa în două categorii:

În prima categorie intră mecanismele numite autoinversoare, cum sînt: mecanismele bielă-manivelă și culisă oscilantă, care permit și o reglare a cursei prin variația mărimii razei manivelei, precum și unele mecanisme cu came.

În cazul folosirii acestor mecanisme, raportul dintre viteza în cursa de înapoiere v_0 și viteza în cursa de lucru v este constant.

În a doua categorie intră mecanismele pinion-cremalieră și șurub-piuliță care necesită mecanisme de inversare a sensului mișcării.

În acest caz, raportul dintre cele două viteze este variabil, deoarece viteza de înapoiere v_0 este în general constantă, în timp ce viteza de așchiere este variabilă în funcție de condițiile impuse procesului de așchiere. Pentru realizarea unei viteze de înapoiere este necesar un lanț cinematic auxiliar care să asigure la mecanismul de transformare a mișcării două turații: o turație care să determine viteza de așchiere și o turație pentru obținerea vitezei de înapoiere.

Se mai precizează că vitezele reale de așchiere, realizate cinematic de mecanismele utilizate, de obicei, la aceste mașini, pot fi constante pe lungimea cursei L în cazul acționării prin: roată dințată sau șurub-melc și cremalieră, șurub conducător și piuliță. În timp ce la acționarea cu mecanismele de tipul: bielă-manivelă și culisă oscilantă valorile vitezelor v și v_0 variază între o limită maximă și una minimă egală cu zero la capetele de cursă, în timpul inversării sensului.

Cu acestea durata unei curse duble va fi:

$$T=\frac{1}{n}=t+t_0=\frac{L}{v}+\frac{L}{v_0}=\frac{L(v+v_0)}{v\,v_0}. \tag{3.31}$$

Explicitînd pe n (numărul de curse duble pe minut) se obține:

$$n=\frac{v\,v_0}{L(v+v_0)}=\frac{v}{T}\cdot\frac{1}{1+v/v_0}. \tag{3.32}$$

Din această relație se poate determina viteza de așchiere:

$$v=\frac{v_0}{v_0-Ln}Ln. \tag{3.33}$$

Pentru a asigura o productivitate optimă acestor mașini se impune, și în acest caz, ca suma pierderilor maxime de viteză de așchiere Δv_{max} (de productivitate) din întreg domeniul de reglare să fie minimă. Aceste pierderi sînt minime dacă, pierderile maxime de viteză de așchiere din fiecare interval $i-j$ sînt egale.

Scanned with OKEN Scanner

Astfel:

$$v_{ij\ max}=1-\frac{v_i}{v_j}=1-\frac{\dfrac{v_0Ln_i}{v_0-Ln_i}}{\dfrac{v_0Ln_j}{v_0-Ln_j}}=1-\frac{n_i(v_0-Ln_j)}{n_j(v_0-Ln_i)}. \tag{3.34}$$

Primul termen în această relație fiind o constantă urmează să se determine condițiile pe care trebuie să le îndeplinească n_i și n_j pentru ca și termenul al doilea să fie constant, adică pentru a avea $\Delta v_{ij\ max}=$constant pentru fiecare interval $i-j$ din gama de turații. Din relația de mai sus, se observă că dacă n_i și n_j sînt în progresie geometrică, adică:

$$\frac{n_j}{n_i}=\varphi \text{ sau } n_j=n_i\varphi, \tag{3.35}$$

atunci

$$\frac{n_i(v_0-Ln_j)}{n_j(v_0-Ln_i)}=\frac{v_0-Ln_i\,\varphi}{\varphi(v_0-Ln_i)}\neq\text{constant}. \tag{3.36}$$

Ceea ce demonstrează că pierderile de productivitate nu sînt minime, deoarece $\Delta v_{ij\ max}$ variază funcție de n_i.

Se admite în prima aproximație că, în expresia numărului de curse duble n, termenul:

$$\frac{1}{1+v/v_0}\cong C_1,$$

unde C este o constantă ce poate lua valori între 1 și 0,5 pentru $0\leqslant\frac{v}{v_0}\leqslant 1$. Aceasta implică $v=C_2v_0$, unde C_2 este o constantă. Prin urmare numărul de curse duble va fi:

$$n=C_1\frac{v}{L}. \tag{3.37}$$

Această relație este asemănătoare cu relația turației în mișcare de rotație, adică:

$$n=\frac{1\,000\,v}{\pi d}=C_3\frac{v}{d}.$$

Astfel, în ipoteza de mai sus, se poate considera rațională seria geometrică pentru numărul de curse duble, deoarece se asigură și în acest caz:

$$\Delta v_{ij\ max}=1-\frac{n_i}{n_j}=\text{constant și}\ \frac{n_j}{n_i}=\varphi=\text{constant}. \tag{3.38}$$

În continuare, se va urmări în ce măsură mecanismele utilizate frecvent la mașinile-unelte cu mișcare de translație satisfac aproximația făcută mai înainte.

După cum se cunoaște de la „Teoria mecanismelor și mașinilor", în cazul acționării prin mecanism bielă-manivelă sau printr-un mecanism cu culisă

Scanned with OKEN Scanner

rotativă, viteza variază în diferite puncte pe lungimea cursei (L), atît la cursa de lucru, cît și la cea de gol. În acest caz se definește o viteză medie, astfel:

$$v_{med}=C_4Ln, \tag{3.39}$$

în care C_4 este o constantă.

În consecință la acționarea mașinilor-unelte printr-un mecanism cu bielă-manivelă sau cu culisă rotativă, seria de numere de curse duble trebuie să fie geometrică.

În cazul culiselor oscilante sau combinate $v_{med}=f(L)Ln$, în care $f(L)$ nu mai este o constantă și depinde de construcția și dimensiunile elementelor componente ale mecanismului.

Din această relație se observă că pentru un număr de curse duble n, dat, viteza medie nu mai are o variație liniară în funcție de lungimea cursei L.

Pentru un mecanism dat și o anumită lungime de cursă L funcția $f(L)$ nu se modifică la schimbarea turației, adică:

$$v_{i\ med}=f(L)Ln_i \text{ și } v_{j\ med}=f(L)Ln_j, \tag{3.40}$$

iar pierderea relativă maximă de viteză de așchiere va fi:

$$\Delta v_{ij\ max}=1-\frac{v_{i\ med}}{v_{j\ med}}=1-\frac{n_i}{n_j}, \tag{3.41}$$

astfel că condiția $\Delta v_{ij\ max}=$constant duce și în acest caz la o serie geometrică de numere de curse duble.

Pentru alte mecanisme utilizate, cum ar fi: roată dințată-cremalieră, șurub melc-cremalieră și șurub-piuliță, deoarece vitezele v și v_0 nu se obțin prin construcția mecanismului, ci prin variatori de turație, cuplați cu inversoare de turație, se poate asigura în oricare situație condiția:

$$v=C_2v_0 \text{ și } n=C\frac{v}{L}. \tag{3.42}$$

Serii de avansuri. Vitezele de avans continuu ale mașinilor-unelte, se dispun în general în serii geometrice. Justificarea structurii geometrice a seriilor (gamelor) de avansuri, rezultă din următoarele considerente.

La mașinile-unelte al căror avans se exprimă în mm/rot a arborelui principal, timpul necesar pentru prelucrarea a l mm la n rot/min ale axului principal și cu avansul s mm/rot este:

$$t=\frac{l}{ns}. \tag{3.43}$$

În consecință, productivitatea mașinii-unelte este:

$$Q=\frac{l}{t}=ns \text{ mm/min}. \tag{3.44}$$

Dacă seriile n și s sînt în trepte, în cazul general se va obține:

$$(ns)_i<(ns)<(ns)_j, \tag{3.45}$$

în care indicele se referă la ansamblul valorilor lui n și s. În acest caz, pierderea relativă maximă a productivității este:

Scanned with OKEN Scanner

$$\Delta Q_{max(i-j)} = \frac{Q_j - Q_i}{Q_j} = 1 - \frac{Q_i}{Q_j} = 1 - \frac{(ns)_i}{(ns)_j} \tag{3.46}$$

Condiția ΔQ_{max} = constant pentru întreg intervalul de reglare al mașinii-unelte este echivalentă cu condiția $\frac{(ns)_i}{(ns)_j}$ = constant, indiferent de valoarea lui k. În consecință, valorile (ns) trebuie să formeze o serie geometrică cu rația ψ. Condiția este realizată dacă: 1) ambele serii n și s sînt geometrice; 2) rația uneia dintre aceste serii este ψ; 3) rația celeilalte serii este ψ^E, în care E este un număr întreg. Astfel, dacă seria turațiilor n ale arborelui principal este o serie geometrică cu rația φ, atunci seria de avansuri s va fi și ea o serie geometrică cu rația $\varphi_s = \varphi^E$; în acest caz, seria produselor ns este și ea o serie geometrică cu rația egală cu cea mai mică dintre valorile φ și φ_s.

Dacă la alegerea valorii φ_s se cere, ca o condiție de bază, folosirea optimă a proprietăților de așchiere ale sculei, se ajunge la următoarea relație:

$$\varphi_s = \sqrt[q]{\varphi}, \tag{3.47}$$

în care $q > 1$.

Dacă mecanismul avansurilor are un motor propriu de acționare, independent de arborele principal al mașinii, iar avansurile s_m sînt exprimate în mm/min, atunci, la procedeul anterior de măsurare a productivității, aceasta coincide cu avansul pe minut, astfel încît este rațional ca seria s_m să fie o serie geometrică.

Dacă se notează cu $s_1 = s_{min}$ avansul minim, cu $s_q = s_{max}$ avansul maxim, cu q_s numărul treptelor de avans, cu $R_s = \frac{s_{max}}{s_{min}} = \frac{s_q}{s_1}$ intervalul de reglare a avansurilor și cu φ_s rația seriei s, atunci, în cazul structurii geometrice a seriei, formulele fundamentale de calcul

$$\begin{aligned} s_k &= s_1[\varphi_s^{(k-1)}]; \\ R_s &= \varphi_s^{(q_s-1)}; \quad \varphi_s = \sqrt[q-1]{R_s}; \\ q &= 1 + \frac{\lg R_s}{\lg \varphi_s}, \end{aligned} \tag{3.48}$$

sînt cu totul asemănătoare formulelor date pentru seriile de turații ale arborilor principali. Valorile lui φ_s și valorile numerice ale avansurilor se stabilesc pe aceleași considerente ca și valorile lui φ și ale turațiilor arborilor principali. Standardizarea seriilor de avansuri ale mașinilor-unelte prezintă aceleași avantaje la pregătirea fabricației, la planificare și calculație, în calculele de proiectare, ca și standardizarea seriilor de turații ale arborilor principali și ale numerelor de curse duble.

3.3.2. Cutii de viteze și avansuri

Stabilirea rapoartelor de transmitere. Mecanismele de reglare în trepte, din punct de vedere constructiv, sînt formate din unul sau mai multe mecanisme elementare legate între ele în diferite moduri. Fiecare mecanism ele-

Scanned with OKEN Scanner

mentar constă dintr-o construcție avînd două axe, unul conducător, celălalt condus, mișcarea transmițîndu-se între acestea prin angrenaje, sau prin curele. În primul caz, mecanismele sînt denumite cutii de viteze, iar în al doilea transmisii prin curele sau prin conuri în trepte.

Pentru fiecare angrenaj, dintr-un mecanism elementar, se poate scrie o relație cinematică, de forma:

$$i_k=\frac{n_k}{n_{k-1}}=\frac{d'_{pk}}{d''_{pk}}=\frac{z'_k}{z''_k}, \qquad (3.49)$$

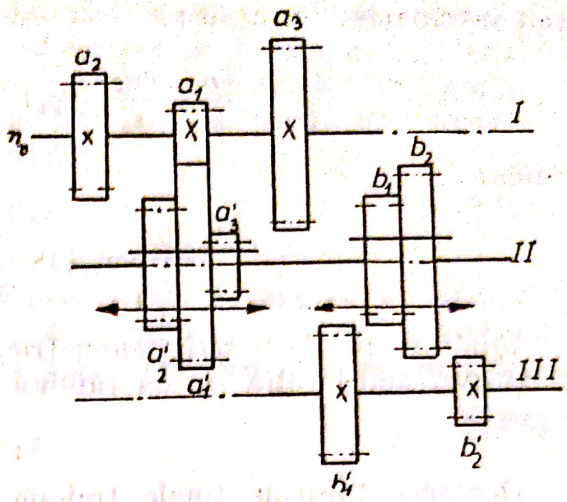


Fig. 3.16

în care: n_k este turația axului condus; n_{k-1} — turația axului conducător; i — raportul de transmitere; d_p — diametrul primitiv al roților dințate; z — numerele de dinți ai roților dințate.

Dacă transmiterea mișcării se face prin mai multe angrenaje, raportul de transmitere total se obține ca produs al rapoartelor de transmitere parțiale:

$$i_t=i_1i_2i_3\ldots \qquad (3.50)$$

Luînd ca exemplu o cutie de viteze cu 6 turații (fig. 3.16) compusă din două mecanisme elementare a și b, unde mecanismul a este alcătuit din trei angrenaje, între arborii I și II, realizînd rapoartele de transmitere:

$$i_{a_1}=\frac{a_1}{a'_1};\ i_{a_2}=\frac{a_2}{a'_2};\ i_{a_3}=\frac{a_3}{a'_3}, \qquad (3.51)$$

iar mecanismul b, format din două angrenaje, realizează rapoartele de transmitere:

$$i_{b_1}=\frac{b_1}{b'_1};\quad i_{b_2}=\frac{b_2}{b'_2}, \qquad (3.52)$$

se pot obține următoarele rapoarte de transmitere totale, la arborele principal al mecanismului:

$$\begin{aligned} i_{t_1}&=i_{a_1}\,i_{b_1}; & i_{t_4}&=i_{a_1}\,i_{b_2};\\ i_{t_2}&=i_{a_2}\,i_{b_1}; & i_{t_5}&=i_{a_2}\,i_{b_2}; \qquad (3.53)\\ i_{t_3}&=i_{a_3}\,i_{b_1}; & i_{t_6}&=i_{a_3}\,i_{b_2}. \end{aligned}$$

Din aceste relații (urmărind și figura 3.17), se poate scrie

$$\begin{aligned} &i_{t_1}:i_{t_2}=i_{t_4}:i_{a_5}=i_{a_1}:i_{a_2}=\varphi_1; \qquad (3.54)\\ &i_{t_2}:i_{t_3}=i_{t_5}:i_{t_6}=i_{a_2}:i_{a_3}=\varphi_2, \end{aligned}$$

Scanned with OKEN Scanner

sau introducînd turațiile:

$$\frac{n_{III1}}{n_0}:\frac{n_{III2}}{n_0}=\varphi_1;\quad \frac{n_{III2}}{n_0}:\frac{n_{III3}}{n_0}=\varphi_2, \tag{3.55}$$

adică:

$$\frac{n_{III1}}{n_{III2}}=\varphi_1;\quad \frac{n_{III2}}{n_{III3}}=\varphi_2. \tag{3.56}$$

Fiind vorba de o serie geometrică, va trebui ca raportul între turațiile succesive, adică rația φ, să rămînă aceleași, deci:

$$\varphi_1=\varphi_2. \tag{3.57}$$

Deoarece turațiile finale trebuie să formeze o serie geometrică, între rapoartele de transmitere totale trebuie să existe relațiile:

$$\begin{aligned} &i_{t_1}=i_{t_2}\,\varphi; \quad i_{t_2}=i_{t_3}\,\varphi; \quad i_{t_3}=i_{t_4}\,\varphi;\\ &i_{t_4}=i_{t_5}\,\varphi; \quad i_{t_5}=i_{t_6}\,\varphi. \end{aligned} \tag{3.58}$$

Combinînd aceste relații cu relațiile (3.53) se obține pentru rapoartele de transmitere parțiale (fig. 3.17):

$$i'_1=i''_1\,\varphi; \quad i''_1=i'''_1\varphi \text{ și } i'_2=i''_2\,\varphi^3. \tag{3.59}$$

Acest rezultat conduce la următoarea generalizare. Dacă prima grupă de angrenaje (grupa de bază) determină o serie de turații avînd aceeași rație ca și seria de turații ale arborelui principal, rapoartele de transmitere ale grupei următoare de angrenaje vor trebui să fie etajate în serie geometrică cu rația φ^x. Exponentul x este egal cu numărul de angrenaje ale grupei de bază (în cazul considerat 3).

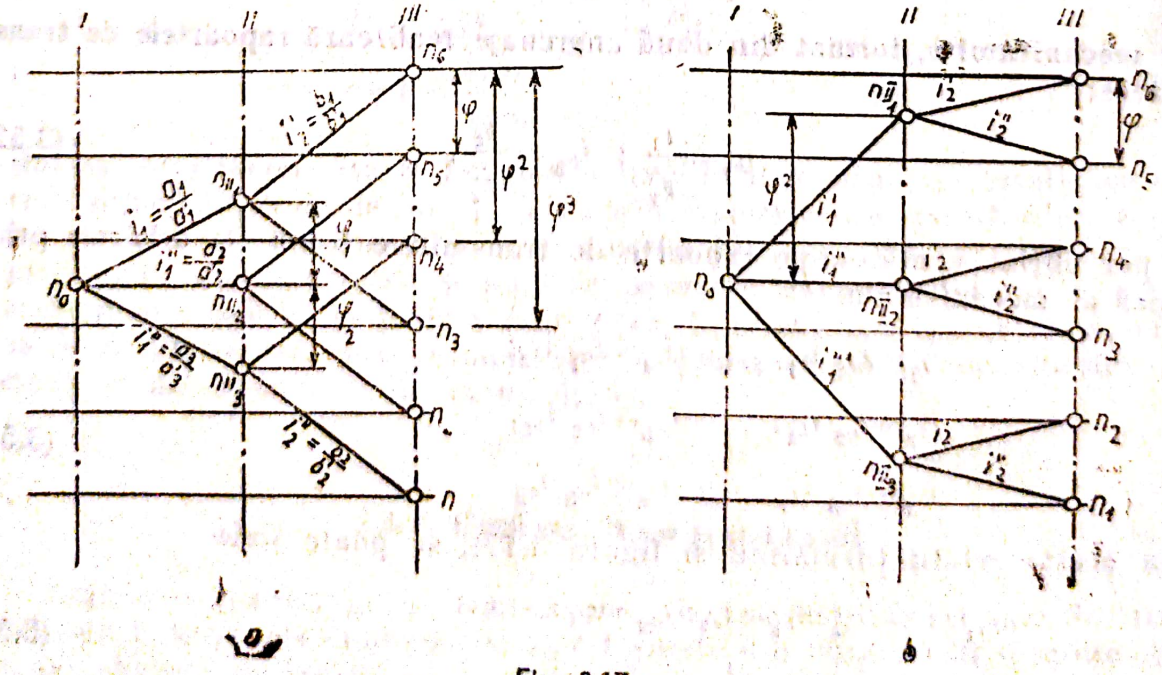


Fig. 3.17

Un mecanism oarecare se compune din mai multe grupe de angrenaje (mecanisme elementare), fiecare grupă avînd un număr de rapoarte de transmitere. Dacă se notează cu p_1, p_2, p_3, ... p_q numărul rapoartelor de transmitere ale grupelor de angrenaje 1, 2, 3, ... q, numărul de turații ale mecanismului la ultimul arbore va fi dat de relația:

$$z = p_1 p_2 p_3 \cdots p_q, \tag{3.60}$$

denumită ecuația structurală a mecanismului respectiv.

Rapoartele de transmitere parțiale ale unei grupe de angrenaje oarecare a mecanismului formează o serie geometrică cu rația φ^x, în care x este un număr întreg. În cazul grupării considerate (fig. 3.17), pentru grupa de bază:

$$x_1 = 1, \tag{3.61}$$

iar pentru următoarea grupă:

$$x_2 = p_1. \tag{3.62}$$

În mod similar rezultă pentru a treia grupă:

$$x_3 = p_1 p_2, \tag{3.63}$$

iar pentru ultima grupă de angrenaje:

$$x_q = p_1 p_2 p_3 \cdots p_{q-1}. \tag{3.64}$$

Pentru a evidenția modul de etajare (ordonare) a turațiilor fiecărui mecanism elementar, factorii din ecuația structurală sînt marcați cu indici specifici. În acest caz se obține ecuația structurală generalizată care are forma:

$$z = p_1 (x_1)\, p_2 (x_2)\, p_3 (x_3) \cdots p_q (x_q). \tag{3.65}$$

În această ecuație s-a considerat că prima grupă de angrenaje cu p_1 turații realizează aceste turații în progresie cu rația φ^{x1}, unde $x_1 = 1$, deci turațiile realizate vor fi consecutive într-o progresie geometrică cu rația φ. Această considerație poate fi făcută pentru oricare din grupele de angrenaje componente ale mecanismului, de unde rezultă că indicii x_1, x_2, x_3, ... x_q pot fi permutați între ei, folosind legea comutativității. Pe de altă parte, aceeași lege poate fi aplicată și produsului de factori din ecuația structurală.

Ca urmare, un mecanism cu reglarea în trepte a turațiilor, avînd același număr de grupe de angrenaje și același număr de turații, poate fi construit în mai multe variante diferind între ele atît prin ordinea grupelor de angrenaje, cît și prin ordonarea turațiilor fiecărei grupe de angrenaje în parte.

Numărul variantelor de formule structurale se calculează cu relația:

$$N = \frac{(q!)^z}{m!l!k!}, \tag{3.66}$$

unde q este numărul de grupe de angrenaje; m, l, k etc. — numărul factorilor identici din ecuația structurală.

Pentru ca diametrele roților dințate să nu fie disproporționate, se recomandă ca la alegerea rapoartelor de transmitere parțiale să se respecte următoarele limite:

$$\frac{1}{4} \leqslant i \leqslant \frac{2}{1} \tag{3.67}$$

Scanned with OKEN Scanner

pentru cutiile de viteze, și

$$\frac{1}{5} \leqslant i \leqslant \frac{2,8}{1} \tag{3.68}$$

pentru cutiile de avans, sau:

$$\left(\frac{i_{max}}{i_{min}}\right)_{max} = 8 \text{ pentru cutii de viteze} \tag{3.69}$$

$$\left(\frac{i_{max}}{i_{min}}\right)_{max} = 14 \text{ pentru cutii de avans.} \tag{3.70}$$

Raportul de transmitere i_{max}/i_{min} are valoarea maximă pentru ultima grupă de angrenaje; pentru aceasta, exponentul x are valoarea cea mai mare. Pe baza formulei (3.69) se poate scrie:

$$\left(\frac{i_{max}}{i_{min}}\right)_{max} = \varphi^{x_{max}} \leqslant 8, \text{ respectiv} \leqslant 14, \tag{3.71}$$

de unde rezultă relația care ușurează alegerea exponentului:

$$x_{max} \leqslant \frac{\log 8}{\log \varphi}, \text{ respectiv } x_{max} \leqslant \frac{\log 14}{\log \varphi}. \tag{3.72}$$

Examinînd mecanismul reprezentat în figura 3.15 care are formula structurală $6=3\times2$ și considerînd că grupa de angrenaje de bază este grupa de roți dințate a (fig. 3.16), vom avea:

$$p_1=2;\ p_2=2;$$

$$\frac{a_1}{a_1'} : \frac{a_2}{a_2'} : \frac{a_3}{a_3'} = 1 : \varphi^2 : \varphi^3$$

$$\frac{b_1}{b_1'} : \frac{b_2}{b_2'} = 1 : \varphi^1;$$

$$\left(\frac{i_{max}}{i_{min}}\right)_{max} = \varphi^3;\ \varphi_{max} = \sqrt[3]{8} = 2.$$

În cazul cînd grupa de angrenaje de bază este grupa de roți dințate b, iar grupa intermediară este grupa de roți dințate a, se obține:

$$p_1=2; \qquad p_2=3$$

$$\frac{b_1}{b_1'} : \frac{b_2}{b_2'} = 1 : \varphi; \qquad \frac{a_1}{a_1'} : \frac{a_2}{a_2'} : \frac{a_3}{a_3'} = 1 : \varphi^2 : \varphi^4$$

$$\left(\frac{i_{max}}{i_{min}}\right)_{max} = \varphi^4;\ \varphi_{max} = \sqrt[4]{8} = 1,68$$

Din acest exemplu rezultă că alegerea succesiunii de angrenare a transmisiilor nu este indiferentă în ce privește posibilitatea realizării constructive a schemei cinematice preconizate. Această ordine are o importanță cu atît mai mare, cu cît valoarea lui φ este mai mare.

Scanned with OKEN Scanner

Restricțiile impuse rapoartelor de transmitere, parțiale, permit stabilirea posibilităților cinematice limită ale cutiilor de viteze și avansuri cu mai multe axe.

Astfel, la ultimul ax al cutiei de viteze se obține:

$$i_{max}=(i_1\ i_2\ \dots\ i_q)_{max};$$
$$i_{min}=(i_1\ i_2\ \dots\ i_q)_{min}. \tag{3.73}$$

Raportul de reglare este

$$R_n=\frac{n_{max}}{n_{min}}=\frac{i_{max}}{i_{min}}=\frac{i_{1\ max}}{i_{1\ min}}\cdot\frac{i_{2\ max}}{i_{2\ min}}\dots\frac{i_{z\ max}}{i_{z\ min}}. \tag{3.74}$$

Deoarece

$$\frac{i_{max}}{i_{min}}=K, \tag{3.75}$$

în care $K=8$ pentru cutiile de viteze și $K=14$ pentru cutiile de avansuri raportul maxim posibil pentru reglare este:

$$R_{max}=K, \tag{3.76}$$

adică

$$\varphi_{max}^{(z-1)}=K^q.$$

De aici se deduc valorile maxime ale numărului Z al treptelor de viteză posibile pentru cutiile de viteze și de avansuri de tipul celor examinate.

Stabilirea valorii absolute a raportului de transmitere pentru toate angrenajele se face în felul următor:

Presupunînd că pentru o anumită grupă de angrenaje q a mecanismului, s-a obținut:

$$\frac{q_1}{q_1}:\frac{q_2}{q_2'}:\frac{q_3}{q_3'}:\dots:\frac{q_p}{q_p'}=1:\varphi^x:\varphi^{2x}:\dots:\varphi^{(p-1)x}, \tag{3.77}$$

Prin alegerea valorilor numerice a unuia din rapoartele de transmitere q_K/q_K', se determină simultan și valorile celorlalte. Se notează cu $q_1/q_1'=i_{q\ min}$.

Conform celor menționate, pentru cutia de viteze trebuie îndeplinite condițiile:

$$i_{q\ min}\geqslant\frac{1}{4}\ \text{și}\ i_{q\ min}\ \varphi^{(p-1)x}=\frac{q_p}{q_p'}\leqslant\frac{2}{1}, \tag{3.78}$$

și respectiv pentru cutiile de avansuri

$$i_{q\ min}\geqslant\frac{1}{5}\ \text{și}\ i_{q\ min}\ \varphi^{(p-1)x}\leqslant\frac{2{,}8}{1}. \tag{3.79}$$

În cazul special cînd

$i_{q\ min}=\frac{1}{4}$, rezultă:

$$\frac{q_2}{q_2'}=\frac{1}{4}\varphi;\ \frac{q_3}{q_3'}=\frac{1}{4}\varphi^x;\ \dots\ \frac{q_p}{q_p'}=\frac{1}{4}\varphi^{(p-1)x}. \tag{3.80}$$

La angrenajele demontabile, cu roți de schimb, trebuie alese rapoarte de transmitere combinate $(q:q')$ și $(q':q)$. Această combinare are ca scop limitarea numărului de tipuri de roți dințate.

Rețeaua structurală. În paragraful precedent s-a arătat că structura cinematică a unui mecanism variator poate fi relevată cu ajutorul ecuației (formulei) de structură, adică

$$Z=p_{1(x1)}p_{2(x2)}p_{3(x3)}\cdots p_{q(xq)}.$$

O imagine mai completă a structurii cinematice se obține cu ajutorul rețelei structurale, care este o reprezentare grafică a ecuației de structură. În graficul respectiv se indică numărul arborilor, al grupelor de transmisii, cu posibilitățile de comutare din cadrul fiecărei grupe și a valorii relative a rapoartelor de transmitere din cadrul grupelor respective, precum și numărul turațiilor existente la fiecare arbore.

Construcția rețelei structurale constă din transpunerea pe un număr de drepte paralele divizate logaritmic, reprezentînd simbolic axele mecanismului, pozițiilor relative pe care le au, unele în raport cu altele, turațiile acestor axe.

Considerînd o cutie de viteze cu două axe, unul fiind conducător cu turația n_0, iar celălalt condus cu turațiile $n_1 \dots n_g$, în serie geometrică, pentru trasarea rețelei structurale a acesteia se procedează astfel:

Se consideră termenul general al seriei de turații $n_k=n_1\,\varphi^{(k-1)}$, care se logaritmează:

$$\log n_k=\log n_1+(k-1)\log\,\varphi. \qquad (3.81)$$

Pentru turația n_1, adică pentru $k=1$, această expresie devine: $\log n_1=\log n_1$.

Pe dreapta *II* gradată logaritmic (fig. 3.18), simbolizînd axul de ieșire al cutiei de viteze respective, se indică mărimea $\log n_1$, de exemplu punctul A. Pentru turația n_2 deci pentru $k=2$, aceeași expresie devine $\log n_2=\log n_1+\log\,\varphi$. Întrucît pe dreapta *II* este marcat $\log n_1$ prin punctul A, este suficient a se lua din A un segment AB corespunzător cu $\log\,\varphi$ pentru a poziționa grafic turația n_2 în raport cu n_1.

În continuare, pentru $k=3$ se obține: $\log n_3=\log n_1+2\log\,\varphi$, astfel că turația n_3 va fi marcată prin punctul C, determinat de segmentul $AC=2\log\,\varphi$.

Operația se continuă în același mod pentru marcarea celorlalte turații ale axului *II*. Rezultă în final punctele A, B, $C \dots Q$ echidistante, deoarece segmentele AB, BC, ... sînt egale între ele ca reprezentînd grafic logaritmul aceleiași mărimi, rația φ.

Axul conducător *I* al cutiei de viteze se reprezintă similar printr-o dreaptă paralelă cu precedenta, la o distanță arbitrar aleasă, considerată de asemenea gradată logaritmic la aceeași scară și corespunzătoare pe verticală gradațiilor dreptei *II*.

Reprezentarea grafică a poziției punctului N pe dreapta *I*, se obține marcînd în primul rînd punctul M pe această dreaptă, punct care corespunde mărimii $\log n_1$ de pe dreapta *II*, și luînd segmentul MN egal cu $\frac{q-1}{2}\log\,\varphi$.

După marcarea turațiilor pe cele două drepte, rețeaua structurală se completează unind prin drepte punctul N cu punctele A, B, $C \dots Q$, ceea ce simbolizează că cele q turații ale axului *II* provin din unica turație n_0 a axului *I*.

Scanned with OKEN Scanner

Rețelele structurale ale mecanismelor cu mai multe axe se construiesc prin combinarea rețelelor structurale ale mecanismelor elementare (cu două axe).

Această combinare se face după cum se indică în figura 3.19, care reprezintă construcția rețelei structurale a mecanismului din figura 3.20, a cărui formulă structurală este $12_1 = 2_1 \times \times 2_2 \times 3_4$.

Între arborii *I* și *II* sînt figurate două linii care reprezintă cele două rapoarte de transmitere ale primului mecanism elementar din formula structurală. Cele două turații realizate la arborele *II* sînt etajate cu φ^1, după cum indică indicele 1 din formulă (2_1). Între arborii *II* și *III* sînt trasate de asemenea cîte două linii din fiecare turație de pe axul *II*, reprezentînd două rapoarte de transmitere ale celui de al doilea mecanism elementar. De data aceasta cele două linii, care pornesc din fiecare turație de pe axul *II*, sînt distanțate între ele pe axul *III* cu φ^2 (în formulă se indică 2_2). Arborele *IV* are însă 4 turații deoarece se obțin cîte două turații pentru fiecare din turațiile arborelui *II*. Între arborii *III* și *IV* sînt trasate trei rapoarte de transmitere, pornind din fiecare turație de pe axul *III*, etajate cu φ^4 (3_4), astfel că la axul *IV* se obțin 12 turații etajate cu φ^4.

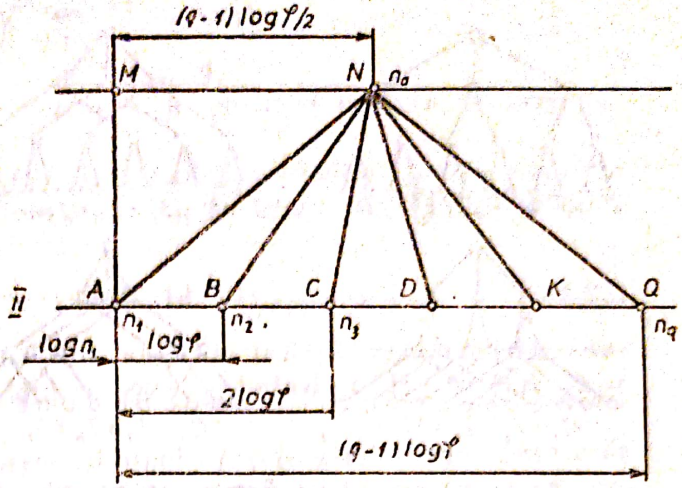


Fig. 3.18

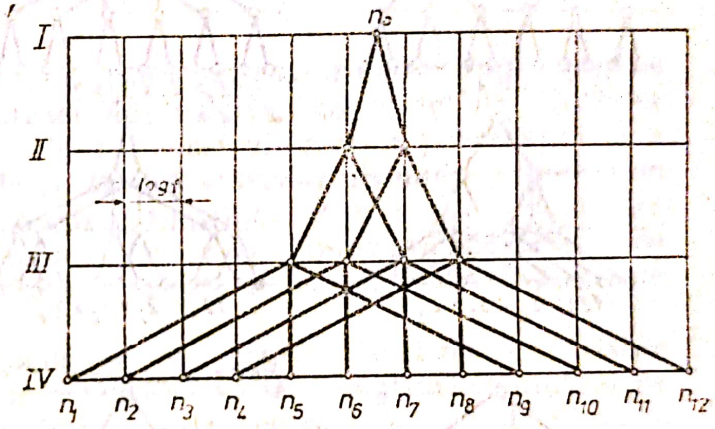


Fig. 3.19

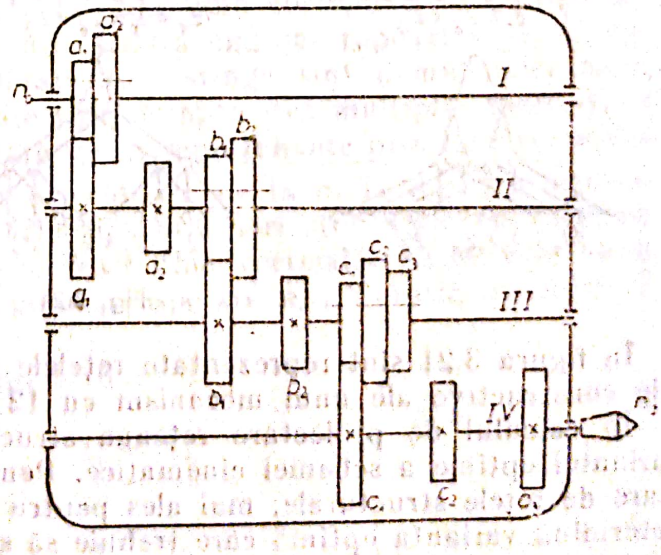


Fig. 3.20

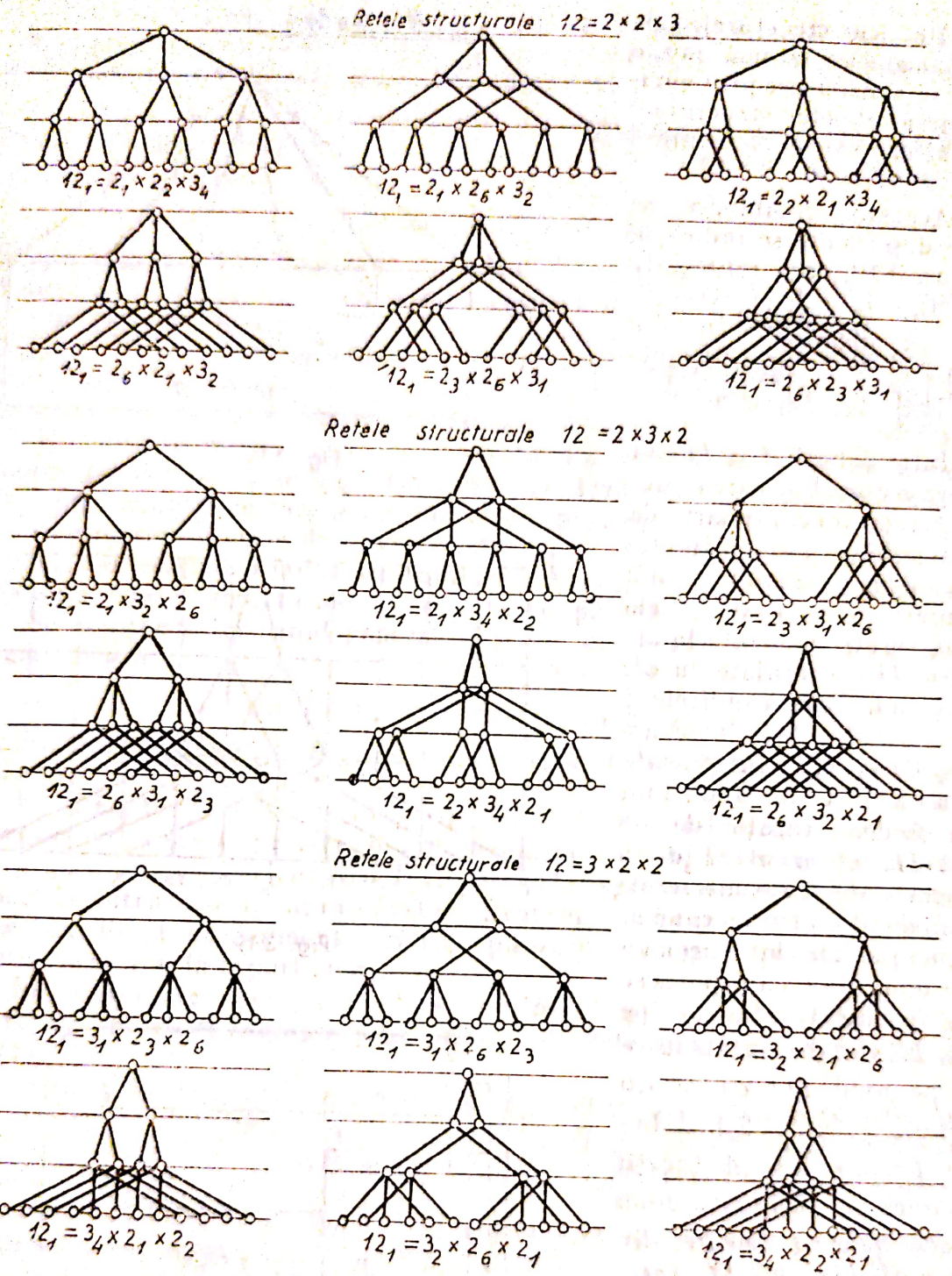


Fig. 3.21

În figura 3.21 sînt reprezentate rețelele structurale pentru toate variantele constructive ale unui mecanism cu 12 turații.

În calculul de proiectare rețeaua structurală servește pentru alegerea variantei optime a schemei cinematice. Pentru aceasta din numărul relativ mare de rețele structurale, mai ales pentru anumite formule structurale, se determină varianta optimă care trebuie să satisfacă o serie de condiții printre care :

Scanned with OKEN Scanner

$R_{n_{cu}} \leqslant 8$, respectiv $R_{n_{cu}} \leqslant 14$.

Această condiție este respectată dacă

$$\varphi^{(p-1)} \leqslant 8 \text{ respectiv, } \varphi^{(p-1)x} \leqslant 14,$$

în care p este numărul de turații ale grupei de pe axul la care ne referim; x — rația turațiilor aceleiași grupe.

Valoarea maximă a exponentului $(p-1)x$ se obține pentru valorile maxime ale lui p și x. Fie aceste valori maxime p_q și x_q. În acest caz, făcînd notația $y=(p_q-1)x_q$ se obține:

$$\varphi^y \leqslant 8 \text{ respectiv, } \varphi^y \leqslant 14. \tag{3.82}$$

Rețelele structurale care la unul din axe nu îndeplinesc această condiție sînt eliminate, urmînd ca din cele rămase, aplicînd și alte criterii, să se aleagă varianta optimă.

În construcția de mașini se folosesc și unele rețele structurale anormale cum ar fi rețelele cu turații suprapuse și rețele cu turații în progresie geometrică dublă.

Primele se folosesc pentru eliminarea unor turații extreme, prea mici sau îndeosebi, prea mari, iar celelalte în scopul îndesirii turațiilor din mijlocul gamei de turații.

Diagrama turațiilor. Diagrama turațiilor se construiește după rețeaua structurală optimă în scopul reprezentării valorilor absolute ale turațiilor și ale rapoartelor de transmitere. Pentru construirea ei se procedează la o deplasare a punctelor de turații de pe arborii anteriori ultimului arbore spre dreapta (convențional) în sensul creșterii turațiilor. Prin această deplasare diagrama devine asimetrică, înclinarea liniilor ce reprezintă rapoartele de transmitere indică valoarea absolută a acestora, turațiile fiind precizate de asemenea în valori absolute.

După o anumită rețea structurală se pot construi mai multe variante ale diagramei de turații din care se determină varianta optimă. Numărul de variante este cu atît mai mare cu cît rația este mai mică și cu cît numărul de turații Z este mai mare. În figura 3.22 este reprezentată o variantă a diagramei de turații construită după rețeaua corespunzătoare formulei $12_1 = 2_1 \times 2_2 \times 3_4$.

Rapoartele de transmitere notate pe diagramă corespund schemei cinematice din figura 3.20. După convenția făcută mai sus rapoartele de transmitere reprezentate prin linii înclinate spre stînga sînt demultiplicatoare, iar cele reprezentate cu linii înclinate spre dreapta sînt multiplicatoare. Evident rapoartele de transmitere unitare vor fi reprezentate prin linii verticale.

Turațiile la ultimul arbore sînt crescătoare de la n_1 la n_{12} în progresie geometrică cu rația φ. Turațiile arborilor anteriori sînt egale cu turațiile ultimului arbore care se găsesc pe aceeași linie verticală. Astfel cele două turații ale arborelui *II* sînt egale cu n_{10} respectiv n_{11}. Turația arborelui *I* este egală cu n_{12}.

Valorile rapoartelor de transmitere sînt:

$$i_{a_1} = \frac{1}{\varphi^2}; \qquad i_{a_2} = \frac{1}{\varphi};$$

$$i_{b_1} = \frac{1}{\varphi^5}; \qquad i_{b_2} = \frac{1}{\varphi^3};$$

Scanned with OKEN Scanner

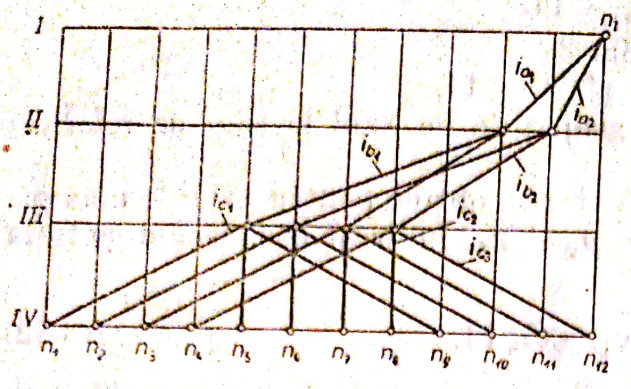


Fig. 3.22

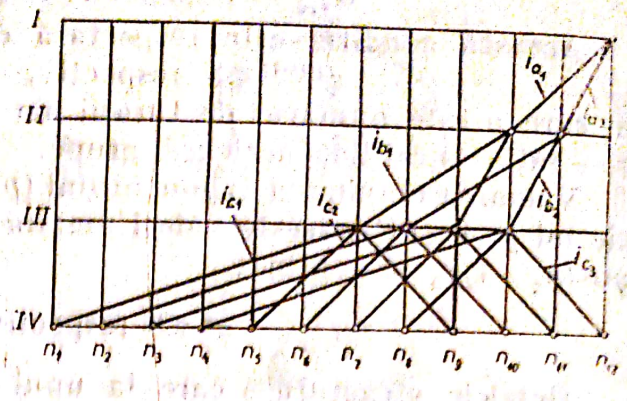


Fig. 3.23

$$i_{c_1}=\frac{1}{\varphi^4};\qquad i_{c_2}=\frac{1}{1};\qquad i_{c_3}=\frac{\varphi^4}{1},$$

în care se observă că cea mai mare demultiplicare este $1/\varphi^5$, iar cea mai mare multiplicare $\varphi^4/1$. Pentru a verifica dacă este respectată condiția restrictivă, impusă rapoartelor de transmitere parțiale, este necesară valoarea rației.

Considerînd rația $\varphi=1{,}26$ se obține:

$$\frac{1}{\varphi^5}=\frac{1}{3{,}15}>\frac{1}{4}\ \text{și}\ \frac{\varphi^4}{1}=\frac{2{,}5}{1}>2,$$

de unde concluzia că raportul de transmitere $i_{c_3}=\frac{\varphi^4}{1}$ depășește limita admisă la multiplicare și că această diagramă este acceptată numai pentru o rație $\varphi<1{,}26$.

În cazul că rația se menține, diagrama de turații trebuie construită în altă variantă, de exemplu cea din figura 3.23.

Pentru această variantă rapoartele de transmitere sînt:

$$i_{a_1}=\frac{1}{\varphi^2};\qquad i_{a_2}=\frac{1}{\varphi};$$

$$i_{b_1}=\frac{1}{\varphi^3};\qquad i_{b_2}=\frac{1}{\varphi};$$

$$i_{c_1}=\frac{1}{\varphi^6};\qquad i_{c_2}=\frac{1}{\varphi^2};\qquad i_{c_3}=\frac{\varphi^2}{1}.$$

Verificarea pentru aceeași rație este: $\frac{1}{\varphi^6}=\frac{1}{1{,}26^6}=\frac{1}{4}$ și $\frac{\varphi^2}{1}=\frac{1{,}26^2}{1}=1{,}6,$

care conduce la concluzia că demultiplicările și multiplicările maxime sînt în limitele admise, deci diagrama poate fi acceptată dacă îndeplinește și alte condiții ca: suma totală de dinți să fie minimă, erori de turații minime etc.

3.3.2.1. **Mecanisme de bază pentru transmiterea și schimbarea în trepte a turațiilor.** Mașinile-unelte sînt constituite din mecanisme care asigură posibilitatea de a modifica turațiile pentru obținerea vitezelor de așchiere și a avansurilor celor mai avantajoase, în scopul realizării unei productivități maxime a mașinii.

Utilizarea în construcția mașinii-unelte a unui anumit tip de mecanism este dictată de o serie de factori care țin de utilitatea mașinii, de economicitatea soluției, de avantajele și dezavantajele pe care le prezintă aceste mecanisme etc.

Datorită avantajelor deosebite, pe care le prezintă angrenajele printre care se remarcă: precizia de transmitere a mișcării, posibilitatea realizării unui raport de reglare oricît de mare etc., utilizarea acestora este predominantă în cutiile de viteze și de avansuri.

Pe lîngă utilizarea mecanismelor mecanice, la reglarea și transmiterea mișcării, actualmente se folosesc și mecanismele electrice, hidraulice și pneumatice. Acestea prezintă unele avantaje ca: randament ridicat, posibilități largi de automatizare, eliminarea în parte a zgomotelor și o manevrare ușoară.

Mecanismele electrice, hidraulice și pneumatice fiind studiate la alte cursuri de specialitate, în continuare se vor trata doar mecanismele mecanice.

a. Mecanisme cu conuri în trepte. La multe mașini-unelte transmiterea mișcării de rotație se face cu ajutorul transmisiilor cu curele. În mecanismele propriu-zise cu curea sau, în mecanismele cu curea combinate cu roți dințate, se întrebuințează curele late și curele trapezoidale.

Conurile în trepte, cu curele trapezoidale, se folosesc în special la mașinile de găurit mici și mijlocii, iar curelele late de mătase la unele mașini de rectificat.

Totuși utilizarea mai largă a acestor mecanisme este limitată de următoarele dezavantaje: raportul de reglare mic și imprecizia de transmitere a mișcării.

Tipurile de mecanisme cu conuri în trepte. Acestea sînt pentru transmiterea mișcării de rotație în același sens (fig. 3.24, *a*) și în sens invers (fig. 3.24, *b*).

Calculul cinematic al conurilor în trepte. Acesta este condiționat de o restricție economică, care impune utilizarea aceleiași curele între toate treptele.

Lungimea constantă a curelei impune, de la început, existența unei relații funcționale între diametrele diferitelor trepte, pentru ca transmiterea mișcării să fie posibilă.

În cazul general lungimea geometrică a curelei (fig. 3.25) se determină cu relația:

$$L=\frac{\pi}{2}\left[D_k+D'_k+\alpha_k(D_k-D'_k)\right]+2A\cos\alpha_k. \qquad (3.83)$$

Unghiul α_k este în general foarte mic încît $\cos\alpha_k=1$ deoarece buna funcționalitate a acestor mecanisme impune, pentru roata mică, un unghi β_k mai mare. Astfel că și termenul $\alpha_k(D_k-D'_k)$ devine foarte mic și, ca urmare, relația devine:

$$L\approx\frac{\pi}{2}(D_k+D'_k)+2A. \qquad (3.84)$$

Dar ca lungimea curelei să fie constantă trebuie ca suma diametrelor să fie constantă:

$$\Sigma D=D_k+D'_k=\text{constant}. \qquad (3.85)$$

Scanned with OKEN Scanner

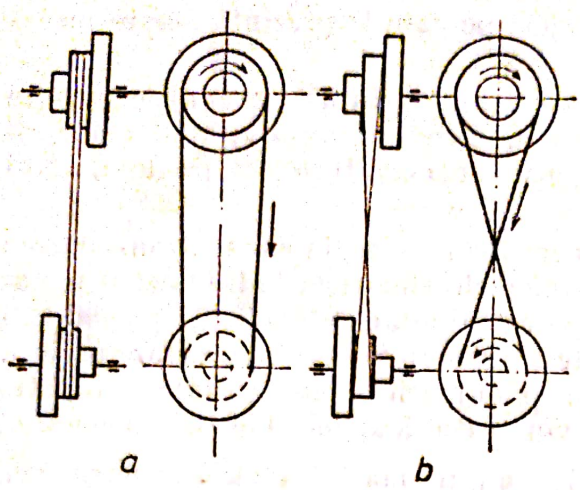


Fig. 3.24

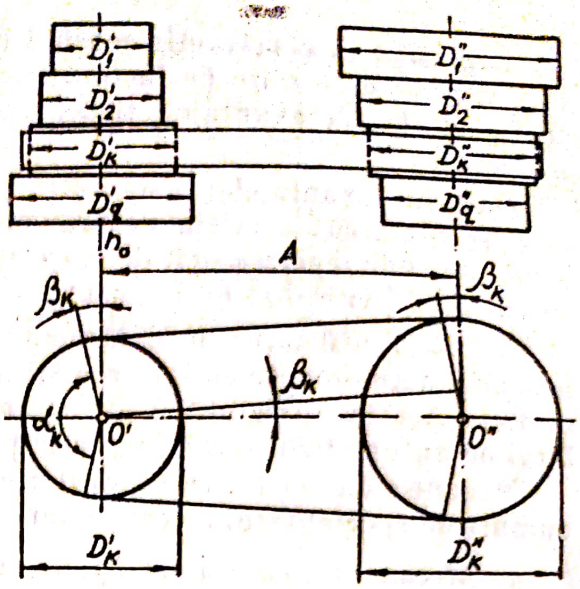


Fig. 3.25

Raportul de transmitere al unei trepte oarecare se determină astfel:

$$i_k=\frac{D_k}{D'_k}. \tag{3.86}$$

Exprimînd un diametru funcție de celălalt și raportul de transmitere și introducînd în ΣD se obține:

$$\Sigma D=D_k\left(1+\frac{1}{i_k}\right).$$

Explicitînd acum pe D_k rezultă:

$$D_k=\frac{i_k}{1+i_k}\Sigma D. \tag{3.87}$$

Suma diametrelor ΣD nu este supusă unei restricții constructive ca în cazul Σz la o mărime minimă, dar ca și la angrenaje conține, pentru unul din cazurile extreme ($k=1$ sau $k=N$), roata cu diametrul cel mai mic.

Factorii care condiționează diametrul cel mai mic al unei roți de curea depind în general de: puterea transmisă, viteza tangențială, natura materialelor curelei și roții de curea, frecvența îndoirilor curelei etc.

După cum roata de curea cu diametrul cel mai mic se află pe axul conducător ea va fi D_1 sau pe axul condus D_N. Acest diametru se precizează, ca și în cazul pinionului cu numărul cel mai mic de dinți, comparînd raportul de transmitere minim cu inversul raportului de transmitere maxim: i_1 și $\frac{1}{i_N}$. Valoarea cea mai mică, dintre acestea două, precizează perechea de roți de curea care posedă roata cu diametrul minim. Alegînd diametrul minim și considerînd că roata minimă corespunde raportului de transmitere i_1, diametrul roții pereche va fi:

$$D'_1=\frac{D_1}{i_1}, \tag{3.88}$$

suma diametrelor se determină astfel:

$$\Sigma D = D_1 + D_1'. \tag{3.89}$$

Fiind cunoscută ΣD, se pot determina celelalte diametre folosind expresiile cunoscute:

$$D_k = \frac{i_k}{1+i_k}\Sigma D; \tag{3.90}$$
$$D_k' = \Sigma D - D_k.$$

Raportul de reglare al unei transmisii cu curele este condiționat de parametrii funcționali, precizați mai sus, în cazul determinării diametrului minim al roții de curea. Diametrul maxim este în genere condiționat de gabaritul maxim admis al unui astfel de mecanism, în raport cu mașina-unealtă.

Din aceste considerente, raportul de transmitere la transmisiile în trepte este cuprins în limitele:

$$\frac{1}{3} \leqslant i \leqslant \frac{3}{1}, \tag{3.91}$$

de unde raportul de reglare:

$$R_n = \frac{i_{max}}{i_{min}} \leqslant 9. \tag{3.92}$$

Această valoare satisface la anumite construcții de mașini-unelte.

b. Mecanisme cu cuplaje. În comparație cu alte tipuri, mecanismele cu cuplaje prezintă cîteva avantaje, printre care sînt esențiale: posibilitatea de a fi cuplate atît în repaus cît și în timpul mersului, comandă ușoară și ușurință de automatizare, putînd fi comandate atît manual cît și electromecanic, hidraulic sau pneumatic.

Față de aceste avantaje, mecanismele cu cuplaje prezintă și o serie de dezavantaje printre care cel mai important constă în faptul că, roțile dințate sînt angrenate tot timpul deci, acestea se uzează atît la funcționarea în sarcină cît și, în mod inutil, la funcționarea în gol. De asemenea angrenarea permanentă a tuturor roților mecanismului conduce la zgomot mare în funcționare și la vibrații, fapt pentru care roțile trebuie executate la o precizie și o calitate ridicată.

În construcția mașinilor-unelte se folosesc mecanisme cu cuplaje cu fricțiune cu conuri sau cu lamele (figura 3.26, *a* și *b*) și cuplaje cu gheare (figura 3.26, *c*).

Cuplajele cu fricțiune permit o trecere rapidă de la un angrenaj la celălalt și se pretează ușor la automatizare, putînd fi acționate chiar în timpul mersului.

Cuplajele cu gheare sînt mai dificile la manevrat, în special cînd se trece de la o turație mică la una mai mare, din cauza diferenței dintre viteza unghiulară a manșonului cuplajului și a roții cu care urmează a se cupla. Din această cauză, aceste cuplaje nu se pot cupla în timpul mersului, decît cele cu o construcție specială și numai la turații joase.

În ambele cazuri, cuplajele de fricțiune și cele cu dinți nu pot asigura decît funcționarea a două angrenaje, deci transmiterea la axul următor a unei grupe de două turații.

Scanned with OKEN Scanner

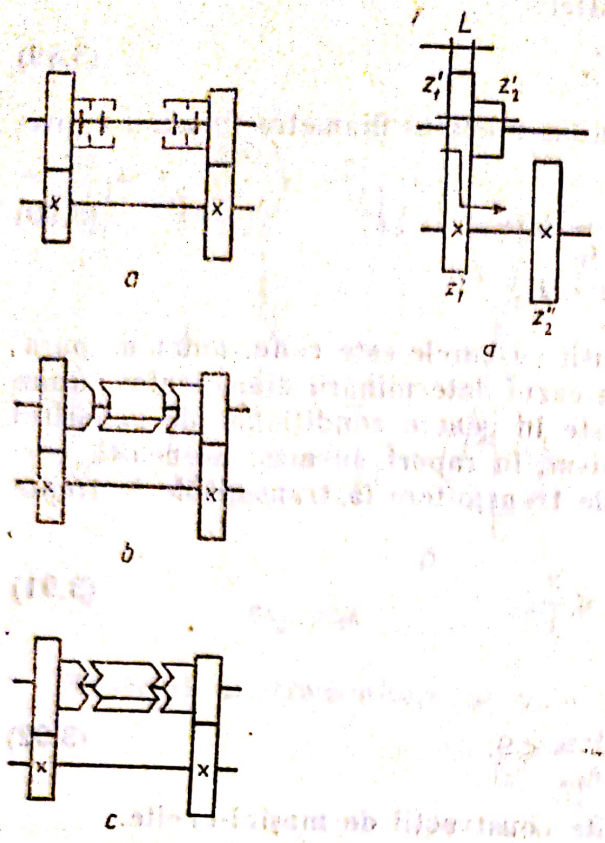


Fig. 3.26

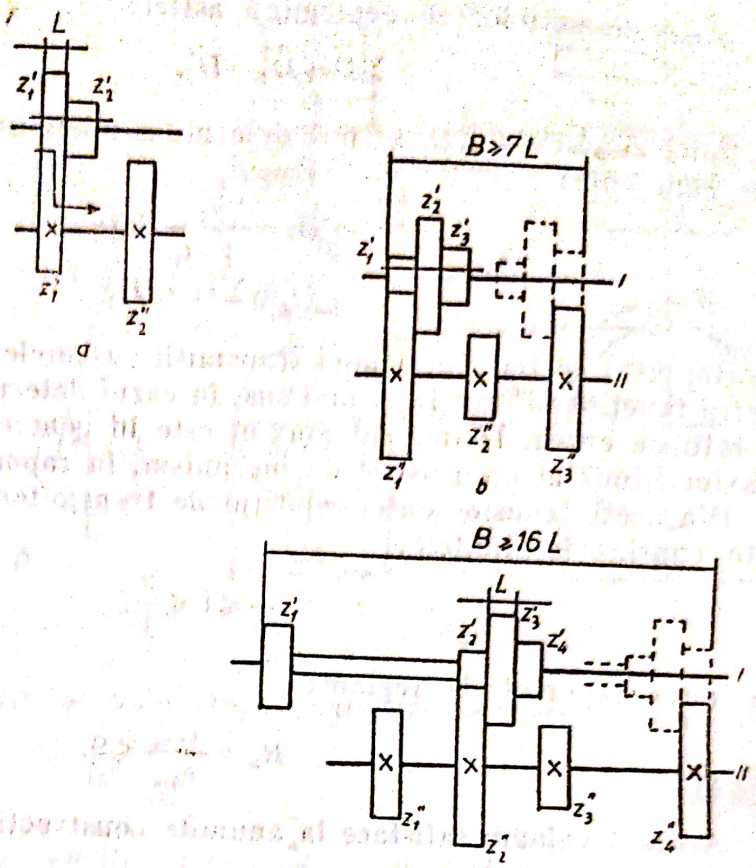


Fig. 3.27

c. Mecanisme cu roți baladoare. Mecanismele cu roți baladoare (deplasabile) prezintă aproximativ aceleași dificultăți la realizarea cuplării ca și cuplajele (ambreiajele) cu dinți, însă sînt mai simple din punct de vedere constructiv și tehnologic. În plus, ele prezintă avantajul că sînt mai rigide și pot realiza un număr mai mare de rapoarte de transmitere, de exemplu 3 (figura 3.27, *b*) și în cazuri excepționale chiar 4 (fig. 3.27, *c*).

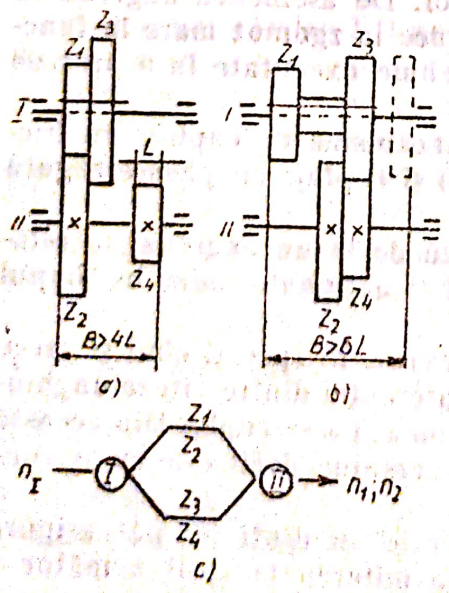


Fig. 3.28

Mecanismele cu roți baladoare se compun din doi arbori și angrenajele respective, pe unul din arbori, indiferent pe care, fiind roțile fixe, iar pe celălalt roțile deplasabile. Atît roțile fixe cît și cele deplasabile pot fi montate în grup sau îndepărtate unele de altele, de modul de grupare depinzînd gabaritul mecanismului.

Mecanismele cu două roți baladoare sînt cele mai simple și în același timp cele mai răspîndite (fig. 3.28), fiind folosită de preferință construcția cu balador interior (fig. 3.28, *a*) datorită gabaritului mai mic ($B > 4L$). Gabaritul mecanismului cu balador exterior (fig. 3.28, *b*) este $B > 6L$, L fiind lățimea roții.

Rapoartele realizate sînt:

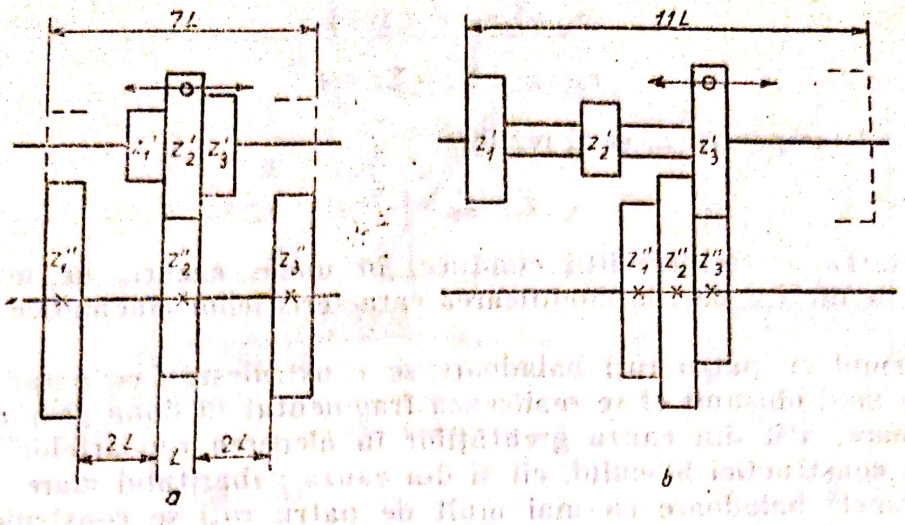


Fig. 3.29

$$i_1=\frac{z_1}{z_2} \text{ și } i_2=\frac{z_3}{z_4}.$$

Mecanismele cu trei roți baladoare se construiesc de asemenea în două variante: cu balador interior (fig. 3.29, *a*) și cu balador exterior (fig. 3.29, *b*) cu același avantaj din punct de vedere al gabaritului pentru varianta cu balador interior ($B>7L$).

În cazul baladoarelor cu trei roți apare o problemă constructivă a cărei rezolvare poate influența negativ rapoartele de transmitere ale angrenajelor.

Posibilitatea de deplasare a baladorului interior este condiționată de posibilitatea trecerii roților z_1' și z_3' peste roata z_2''.

Notînd cu De_1', De_3' și De_2'' — diametrele exterioare ale acestor roți dințate, posibilitatea de trecere a roții z_1' peste roata z_2' este condiționată de relația:

$$\frac{De_1+De_2''}{2}<A, \tag{3.93}$$

iar pentru roțile z_3' și z_2''

$$\frac{De_3+De_2''}{2}<A. \tag{3.94}$$

Cum pentru danturile normale, necorijate, $De=m(z+2)$ relația de mai sus devine:

$$\frac{m}{2}(z_1'+2+z_1''+2)<\frac{m}{2}\Sigma z, \tag{3.95}$$

de unde:

$$z_1'+z_2''<\Sigma z-4. \tag{3.96}$$

Cum $z_2''=\Sigma z-z_2'$, rezultă că:

$$z'_1+\Sigma z-z'_2<z-4$$

$$z'_1-z'_2<\Sigma z-\Sigma z-4,$$

sau $z'_2-z'_1>4$ iar pentru z'_3 și z'_2 rezultă:

$$z'_2-z'_3>4. \tag{3.97}$$

Respectarea acestei condiții conduce, în unele cazuri, la modificarea numerelor de dinți și deci la modificarea caracteristicilor cinematice ale cutiei de viteze.

Mecanismul cu patru roți baladoare se construiește foarte rar cu roțile în bloc. În mod obișnuit el se realizează fragmentat în două grupuri a două roți baladoare, atît din cauza greutăților în alegerea rapoartelor de transmitere și a construcției blocului, cît și din cauza gabaritului mare.

Mecanismele baladoare cu mai mult de patru roți se construiesc rar și numai în grupuri de două sau trei roți baladoare.

d. Mecanisme cu roți de schimb. La mașinile-unelte destinate producției de serie mare și masă, la care frecvența schimbării produsului este mică, schimbarea turațiilor se face relativ rar, utilizarea unor cutii de viteze care asigură multe turații și care permite reglarea ușoară a acestora nu ar fi rațională din punct de vedere economic.

Datorită acestor cauze, pentru schimbarea turațiilor se folosesc cutii de viteze completate cu roți de schimb sau numai cu roți de schimb. O astfel de cutie de viteze completată cu roți de schimb are o structură simplă, ecuația structurală a rețelei fiind de obicei de forma:

$$2\times2, \text{ sau } 2\times3, \text{ sau } 3\times3,$$

care asigură obținerea unui număr de 4, 6 sau 9 turații într-un domeniu restrîns, reglarea turațiilor putîndu-se face suficient de fin.

Cutia de viteze este completată cu roți de schimb, care permit deplasarea domeniului de reglare al cutiei de viteză pe domeniul de reglare necesar al mașinilor-unelte, realizîndu-se o continuitate a domeniului de reglare, cu sau fără suprapuneri.

Diagrama turațiilor unei cutii de viteze a cărei ecuație structurală este $3_1\times2_3$ și căreia la intrare i se atașează patru perechi de roți de schimb care realizează rapoartele de transmitere parțiale:

$i_1=\frac{A}{B}$; $i_2=\frac{C}{D}$; $i_3=\frac{D}{C}$; $i_4=\frac{B}{A}$, este prezentată în figura 3.30.

La axul de ieșire din cutia de viteze se obțin 15 turații cu rația φ^1. Seria de turații se obține cu cutia de viteze cu ecuația structurală $3_1\times2_3$, care la intrare are roți de schimb ce realizează patru rapoarte de transmitere $i_1 \dots i_4$. Astfel diagrama turațiilor cutiei de viteze poate fi deplasată în patru poziții, obținîndu-se împărțirea domeniului de reglare a turațiilor în patru domenii restrînse *I ... IV*, cu suprapuneri de turații.

Rapoartele de transmitere ale roților de schimb sînt:

$$i_1=\frac{A}{B}; \; i_2=\frac{C}{D}; \; i_3=\frac{D}{C}; \; i_4=\frac{B}{A},$$

Scanned with OKEN Scanner

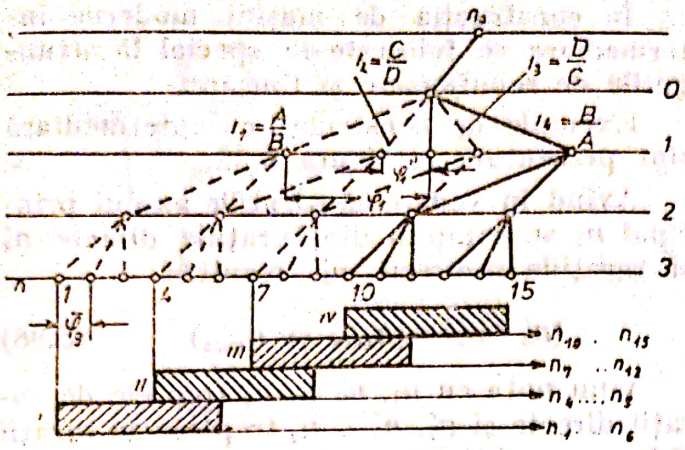


Fig. 3.30

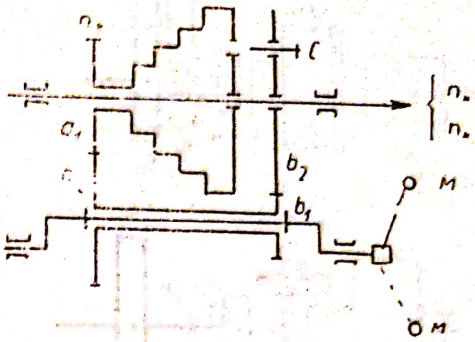


Fig. 3.31

deci sînt inverse două cîte două, adică:

$$i_4=\frac{1}{i_1};\ i_3=\frac{1}{i_2}.$$

Această metodă de asociere a roților dințate este foarte avantajoasă și des utilizată în practică, deoarece cu un număr de perechi de roți de schimb se pot realiza un număr dublu de rapoarte de transmitere.

Caracteristic pentru roțile de schimb este faptul că, cu ajutorul lor se pot realiza rețele structurale anormale, cu turații suprapuse și cu turații în serie geometrică dublă.

e. Mecanisme cu intermediară. Intermediara a fost folosită la primele mașini-unelte, în scopul măririi domeniului de reglare a turațiilor în transmisiile cu conuri în trepte.

Transmisia se compune dintr-un con în trepte, liber pe axul principal, care prin roțile dințate a_1, a_2 și b_1 antrenează roata dințată b_2 solidară cu axul principal (fig. 3.31).

În acest mod se obțin:

— turațiile directe pe care le transmite conul în trepte direct axului principal, prin cuplarea conului în trepte cu roata dințată b_2 solidară cu axul principal, prin intermediul cuiului C (bolț). În această situație intermediara e decuplată, adică îndepărtată de roțile dințate a_1 și b_2, maneta M fiind rotită cu 180° în poziția cu linie întreruptă.

— turațiile indirecte se obțin cu ajutorul intermediarei. În această situație turațiile conului în trepte sînt demultiplicate de angrenajele intermediarei, care realizează rapoartele de transmitere demultiplicatoare $\frac{a_1}{a_2}$ și $\frac{b_1}{b_2}$. Pentru această stare a transmisiei este necesară cuplarea intermediarei, maneta M găsindu-se în poziția cu linie plină, iar bolțul C scos, mișcarea transmițîndu-se de la conul etajat la axul principal prin intermediară.

Intermediara se folosește și în construcția modernă de mașini-unelte, introducerea sau scoaterea intermediarei în lanțul cinematic realizîndu-se printr-un cuplaj cu gheare, cuplaj cu dantură interioară, prin deplasarea axială a intermediarei etc.

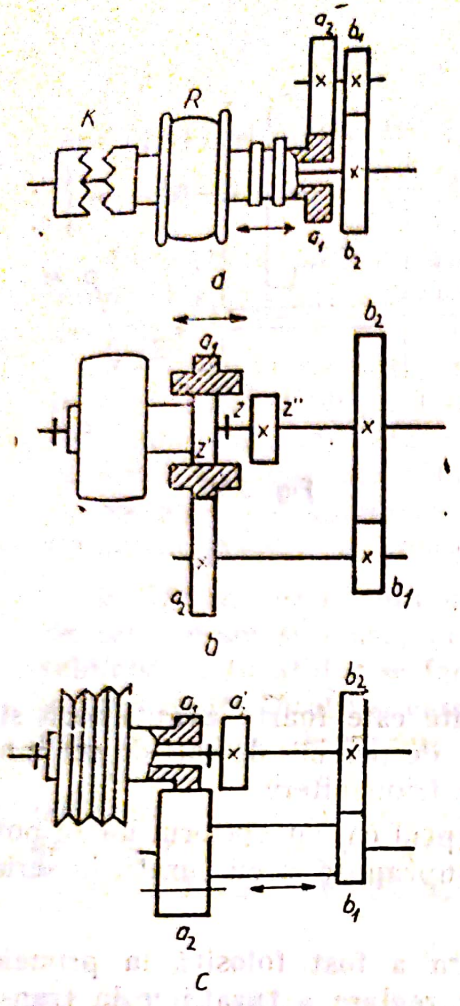


Fig. 3.32

În construcția de mașini moderne intermediara se folosește în special la strungurile de semifinisare și finisare.

Exemple de construcții cu intermediară sînt prezentate în figura 3.32.

Avînd în vedere că turațiile axului principal n_k se compun din turațiile directe n'_k și turațiile indirecte n''_k rezultă:

$$(n'_k + n''_k) \in (n_{min} \text{ și } n_{max}). \qquad (3.98)$$

Vom nota cu $n'_1, n'_2 \dots n'_q$ treptele de turații directe și $n''_1, n''_2 \dots n''_q$ treptele de turații indirecte obținute prin intermediară, în care numărul treptelor turațiilor directe este egal cu numărul treptelor turațiilor indirecte, adică:

$$q_{direct} = q_{indirect}.$$

Cele două domenii de variație ale turațiilor directe și a celor indirecte pot fi plasate în mai multe moduri, unul în raport cu celălalt astfel pot fi dispuse: continuu (fig. 3.33, *a*), cap la cap (fig. 3.33, *b*), suprapuse (fig. 3.33, *c*) sau intercalate (fig. 3.33, *d*).

Pentru a determina condițiile în care se pot obține astfel de rețele se va studia varianta *C* de rețea structural.

În acest caz avem: $n'_m = n''_q$; cum $n'_m = n'_1 \varphi^{(m-1)}$, iar $n''_q = n''_1 \varphi^{(q-1)}$, rezultă: $n'_1 \varphi^{(m-1)} = n''_1 \varphi^{(q-1)}$.

Dar între două turații de același ordin din cele două domenii de turații există dependența:

$$n''_k = n'_k i_I,$$

în care i este raportul de transmitere total al intermediarei.

Deci pentru $k=1$ obținem:

$$n''_1 = n'_1 i_I, \text{ adică}$$

$$\frac{n''_1}{n'_1} = i_I = \text{constant}.$$

Cum $n'_1 \varphi^{(m-1)} = n''_1 \varphi^{(q-1)}$, sau $\frac{n''_1}{n'_1} = \frac{\varphi^{(m-1)}}{\varphi^{(q-1)}} = \varphi^{(m-q)} = i_I$,

rezultă că $i_I = \varphi^{(m-q)} = \varphi^{-(q-m)}$. (3.99)

Scanned with OKEN Scanner

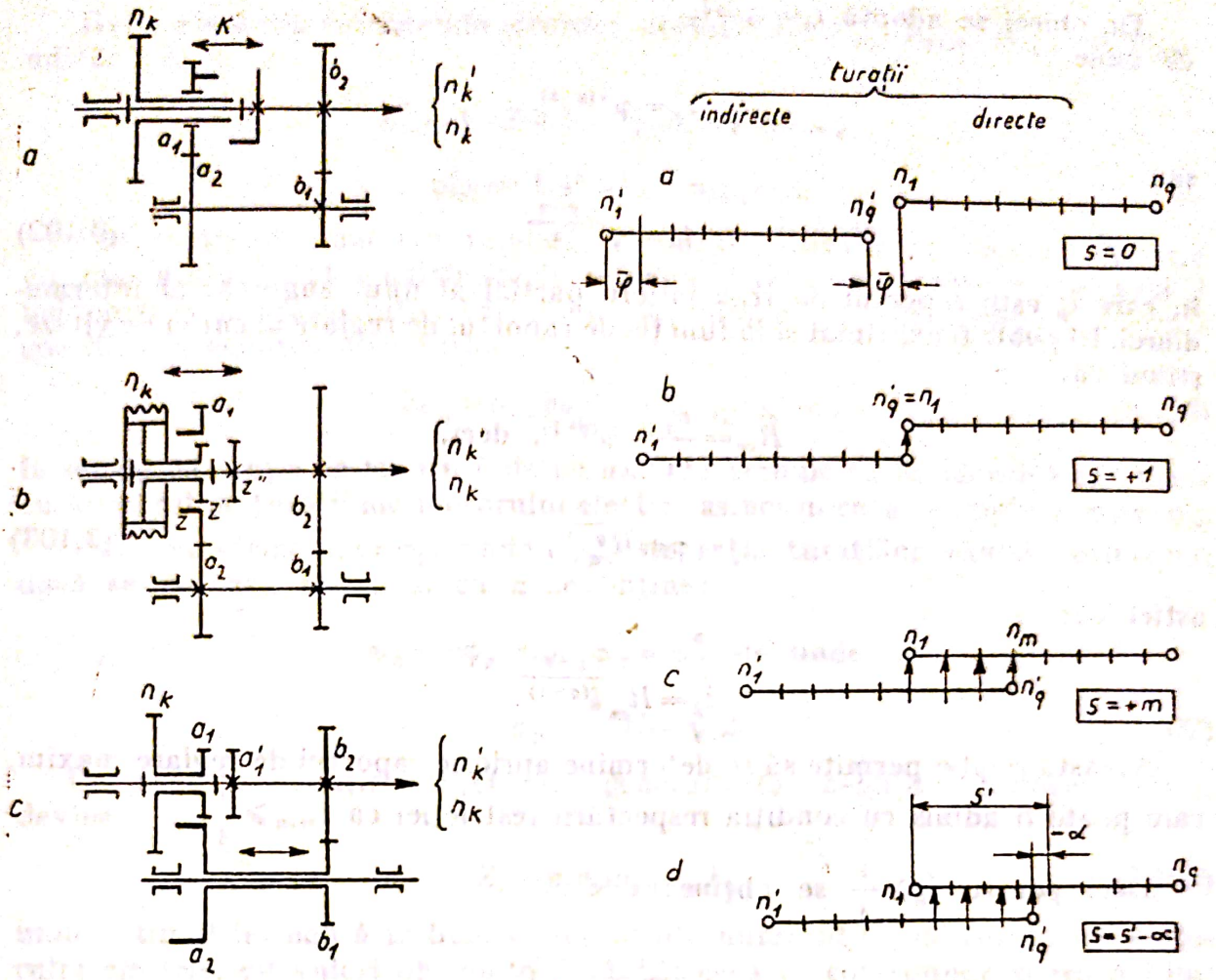


Fig. 3.33

Această relație reprezintă dependența raportului de transmitere al intermediarei de rația seriei geometrice de turații a axului de ieșire, de numărul de trepte de turații ale fiecărui domeniu q și de numărul de trepte de turații suprapuse (m).

Cum $m=s$ și poate lua orice valoare rezultă că

$$i_I=\varphi^{-(q-s)}. \tag{3.100}$$

Pentru

$s=0$; $i_I=\varphi^{-q}$ (cazul „a" dispunerea continuă a domeniilor turațiilor n_k'' și n_k');

$s=1$; $i_I=\varphi^{-(q-1)}$ (cazul „b" dispunerea cap la cap a domeniilor turațiilor);

$s=m$; $i_I=\varphi^{-(q-m)}$ (cazul „c" suprapunerea a „m" turații din domeniul turațiilor indirecte peste domeniul turațiilor directe);

$s=s'-\alpha$; $i_I=\varphi^{-(q-s\pm\alpha)}$ (cazul „d" turațiile domeniului turațiilor indirecte cuprinse în s', se intercalează cu turațiile domeniului turațiilor directe)

Avînd în vedere că $i_I=\dfrac{n_k''}{n_k'}=\dfrac{a_1}{a_2}\cdot\dfrac{b_1}{b_2}=i_a i_b$, rezultă că:

$$i_I=i_a i_b=\varphi^{-(q-s)}. \tag{3.101}$$

De obicei se adoptă $i_a = i_b = i_p$,
de unde

$$i_p^2 = \varphi^{-(q-s)},$$

sau

$$i_p = \varphi^{-\frac{q-s}{2}}, \tag{3.102}$$

în care i_p este raportul de transmitere parțial al unui angrenaj al intermediarei. El poate fi exprimat și în funcție de raportul de reglare al cutiei de viteze, știind că:

$$R_{cv} = \frac{n_q}{n_1} = \varphi^{(q-1)}, \text{ deci,}$$

$$\varphi = R_{cv}^{\frac{1}{q-1}}, \tag{3.103}$$

astfel că:

$$i_p = R_{cv}^{-\frac{q-s}{2(q-1)}}.$$

Această relație permite să se determine aprioric raportul de reglare maxim, care poate fi admis cu condiția respectării restricției ca $i_{min} \geqslant \frac{1}{4}$.

Deci pentru $i_p \geqslant \frac{1}{4}$ se obține:

$$R_{cv}^{-\frac{q-s}{2(q-1)}} \leqslant \frac{1}{4}. \tag{3.104}$$

Astfel că $R_{cv} = 4^{\frac{2(q-1)}{q-s}}$, iar pentru cazul particular $s=1$ se obține

$$R_{cv} = 4^2 = 16. \tag{3.105}$$

Deci cutia de viteze în acest caz poate avea un raport de reglare maxim egal cu 16.

În figura 3.34 s-a reprezentat rețeaua structurală a unei cutii de viteze, avînd ecuația structurală $2_1 \times 3_2$ și intermediară pentru obținerea turațiilor în continuare ($s=0$).

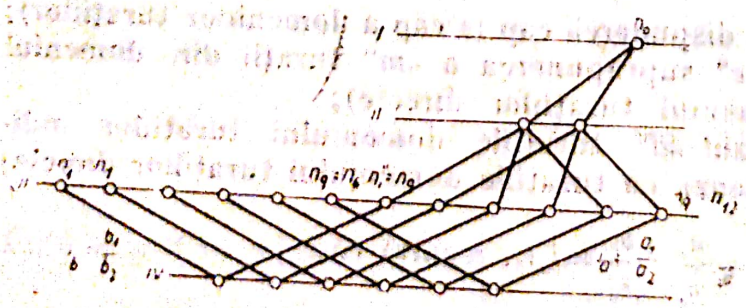


Fig. 3.34

3.3.2.2. **Mecanisme cu motoare electrice cu mai multe turații.** Așa după cum este cunoscut, turațiile motoarelor electrice asincrone sînt în serie geometrică avînd rația $\varphi = 2$, denumită și rație electrică.

Raţia electrică corespunde şirurilor normalizate R_{20}, $R_{20/2}$, $R_{20/3}$, şi $R_{20/6}$, adică:

$$\varphi_{20}^{6}=1{,}12^{6}=2,\quad \varphi_{20/2}^{3}=1{,}25^{2}=2,$$

$$\varphi_{20/3}^{2}=1{,}4^{2}=2,\quad \varphi_{20/6}=2.$$

Observaţia de mai sus implică, în cazul utilizării motoarelor electrice cu mai multe turaţii, existenţa în reţeaua structurală a raţiei φ_E pe axul I indiferent de mărimea raţiei turaţiilor ultimului ax. Aceasta impune o formă specifică a ecuaţiei structurale:

$$Z_{\varphi_p}=p_{\varphi_p}\, q_{\varphi_q}\, m_{\varphi_m} \ldots c_{\varphi_c}\, b_{\varphi_b}\, a_{\varphi_a}, \tag{3.106}$$

în sensul că grupa de turaţii b de pe axul II trebuie să fie identică ca număr cu numărul de turaţii ale motorului electric asincron ceea ce implică $\varphi_b=\varphi_E$.

Dar $\varphi_b=(pqm \ldots c)\,\varphi_p$, unde φ_p este raţia turaţiilor axului principal; dacă se notează produsul cu π se obţine:

$$\varphi_E=\pi\varphi_p \text{ sau } \varphi_E=\varphi_p^{\pi}, \text{ de unde:}$$

$$\varphi_p=\sqrt[\pi]{E}=\sqrt[\pi]{2}. \tag{3.107}$$

Cu aceasta ecuaţia structurală generalizată, neglijînd termenul $a=1$, devine:

$$Z_1=p_1 q_p m_{pq} \ldots b_\pi, \tag{3.108}$$

unde ultimul termen b trebuie să reprezinte numărul n_E de turaţii ale motorului electric, cu valori obişnuite 2 sau 3; ceea ce corespunde şi restricţiilor cunoscute privind gabaritul şi funcţionarea.

Pentru diferite valori ale produsului π raţia φ_p a turaţiilor de pe axul principal poate lua valorile:

$$\varphi_p=\varphi_E=2=\varphi_{20/6};\ \varphi_p=\sqrt{2}=1{,}41=\varphi_{20/3};$$

$$\varphi_p=\sqrt[3]{2}=1{,}25=\varphi_{20/2};\ \varphi_p=\sqrt[4]{2}=1{,}18;\ \varphi_p=\sqrt[6]{2}=1{,}12=\varphi_{20};\ \varphi_p=$$

$$=\sqrt[12]{2}=1{,}06=\varphi_{40}.$$

Indicele π se supune legii de formare a indicilor. Deci cînd $\pi=1$ rezultă $\lg\varphi_E=\lg\varphi_p$, adică termenul de pe ultimul ax, iar cînd $\pi=2$, ecuaţia structurală trebuie să conţină obligatoriu un factor 2 căruia să i se afecteze indicele unu. De exemplu: $Z_1=\ldots 2_1 \ldots 3_2$, dacă $b=n_E=3$. În continuare pentru $\pi=3$, ecuaţia trebuie să aibă factorul 3_1.

În consecinţă, obţinerea la axul principal al turaţiilor cu anumite raţii este limitată de condiţiile precizate anterior. Astfel, o reţea, asigurînd 24 de turaţii de la un motor cu două turaţii nu poate avea ca ecuaţie structurală expresia: $24=2\times2\times2\times3$, deoarece ultimul factor al acesteia trebuie să fie 2, ca de exemplu în ecuaţia (fig. 3.35) $24_1=3_1\times2_{12}\times2_6\times2_3$, care asigură la axul principal turaţii în serie geometrică cu raţia $\varphi=1{,}25=\sqrt[3]{\varphi_E}$.

Scanned with OKEN Scanner

3.3.2.3. Mecanisme specifice cutiilor de avansuri. Cutiile de avansuri, față de cutiile de viteze, au, din punct de vedere cinematic, cîteva caracteristici de natură să impună în construcția lor, pe lîngă mecanismele utilizate în construcția cutiilor de viteze, și o serie de mecanisme specifice. Dintre aceste caracteristici, mai pregnant se reliefează următoarele: numărul mare al treptelor de avans și al direcțiilor după care se realizează aceste avansuri, precizia de coordonare — în anumite cazuri — a vitezelor de avans cu viteza mișcării principale și necesitatea de a realiza avansuri în serie geometrică, în serie aritmetică cît și în serii speciale.

Din punct de vedere constructiv, ele nu diferă de cutiile de viteze decît prin gabarit, deoarece puterea pe care o transmit este mult mai mică decît cea transmisă prin cutiile de viteze.

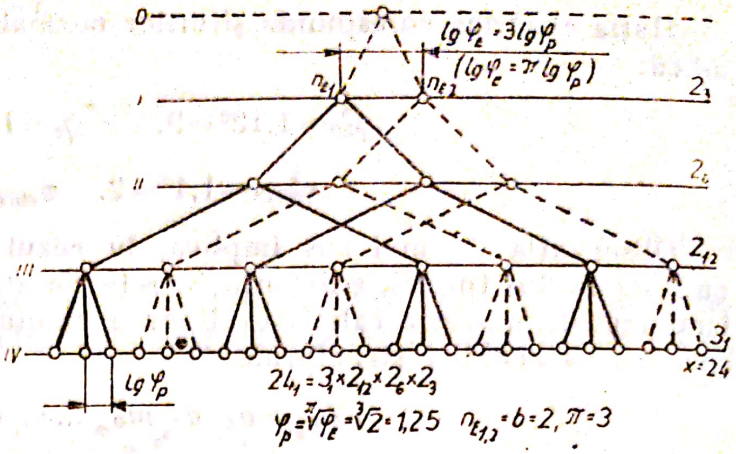


Fig. 3.35

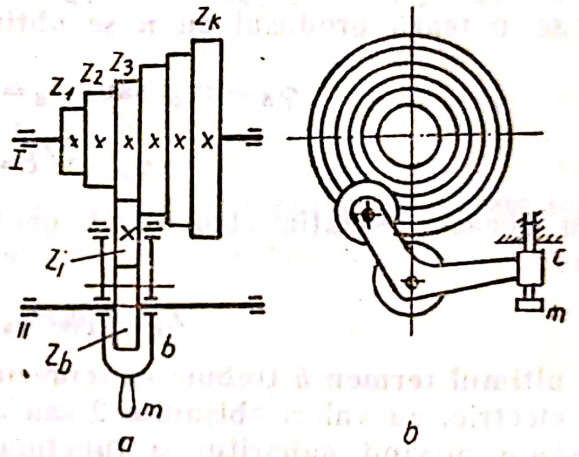


Fig. 3.36

a. Mecanisme cu roți dințate în trepte (mecanismul Norton). Aceste mecanisme (fig. 3.36) constau dintr-un număr de roți dințate cu diametre diferite dispuse și fixate în ordine crescătoare pe axul *I*, care formează „conul de roți dințate" și dintr-un braț mobil care permite angrenarea roții intermediare z_i cu oricare roată dințată de pe axul *I*. Rapoartele de transmitere se realizează prin angrenarea succesivă a roții intermediare z_i cu fiecare din roțile conului Norton.

Avantajul principal al acestor mecanisme constă în faptul că deși suma numerelor de dinți a roților conducătoare și conduse nu este constantă, se poate realiza totuși un număr de rapoarte de transmitere alese arbitrar, așa fel încît ele să formeze o serie geometrică, aritmetică sau oricare altă serie de turații.

Mecanismul Norton poate fi utilizat într-una din variantele:

— cu axul *II* al baladorului ca ax conducător;

— cu axul *II* al baladorului ca ax condus.

Rapoartele de transmitere sînt:

— dacă axul baladorului este ax condus;

Scanned with OKEN Scanner

$$i_k = \frac{z_k}{z_t}\,\frac{z_t}{z} = \frac{z_k}{z}; \qquad (3.109)$$

— dacă axul baladorului este ax conducător

$$i'_k = \frac{z}{z_t}\,\frac{z_t}{z_k} = \frac{z}{z_k}. \qquad (3.110)$$

Alegînd arbitrar pe z_k va rezulta la ieşire o serie de rapoarte de transmitere şi de turaţii oarecare.

Dezavantajele acestor mecanisme constau în existenţa unei deschideri (fereastră) în peretele cutiei pentru ieşirea braţului care permite pătrunderea murdăriei în mecanism, precum şi în creşterea gabaritului cutiei odată cu creşterea numărului de rapoarte de transmitere necesare. De asemenea, datorită existenţei braţului mobil, rigiditatea mecanismului este mică, ceea ce permite transmiterea unor puteri şi turaţii la ieşire mici.

Datorită acestor dezavantaje ele se utilizează foarte rar în lanţurile cinematice şi numai în cele de filetare şi avans.

Existenţa lor frecventă, în lanţurile cinematice de filetare ale strungurilor universale, se explică prin faptul că numai cu astfel de mecanisme se pot realiza rapoartele de transmitere pentru filetare care nu formează seria geometrică şi deci ele sînt de fapt cutii de filete şi în cazuri cu totul particulare cutii de avansuri.

Pentru a asigura o rigiditate suficientă, mecanismul Norton nu se construieşte cu mai mult de 10—13 roţi dinţate.

Deoarece necesităţile de desfăşurare a proceselor de prelucrare prin aşchiere precum şi gama largă de paşi pentru filete impun un număr de rapoarte de transmitere mai mare de 10—13, mecanismul Norton se cuplează cu alte mecanisme ca: mecanisme cu roţi dinţate baladoare, mecanisme cu roţi de schimb etc.

b. Mecanisme cu pană mobilă. Astfel de mecanisme (fig. 3.37) constau dintr-un număr q de angrenaje între două axe, ale căror roţi pe unul din axe sînt fixe, iar cele de pe al doilea ax sînt libere. Axul pe care roţile sînt libere are un canal în care glisează o pană, care poate fi deplasată în lungul axului din exterior cu ajutorul unei roţi de mînă sau a unui mîner. Prin deplasarea ei se poate obţine solidarizarea oricărei roţi dinţate condusă cu axul *II* şi deci transmiterea mişcării cu diferite rapoarte de transmitere.

Mecanismele cu pană mobilă permit realizarea de rapoarte de transmitere în serie geometrică sau nu, şi se utilizează pentru transmiterea de puteri mici, acolo unde spaţiul este redus.

Dezavantajele acestor mecanisme constau în: gabaritul cutiei de viteze creşte cu creşterea numărului de rapoarte de transmitere care trebuie realizate. În acelaşi raport creşte şi lungimea tijei care acţionează pana mobilă. Ultima dificultate se poate ameliora prin utilizarea a două pene care să fie manevrate de la ambele capete ale axului; axul *II* este slăbit din punct de vedere al rezistenţei de canalul pentru pană; existenţa unui mecanism secundar pentru deplasarea penei.

c. Mecanisme cu roţi în meandre. Aceste mecanisme sînt denumite şi cutii de dublă demultiplicare sau înjumătăţire, deoarece permit realizarea rapoar-

Scanned with OKEN Scanner

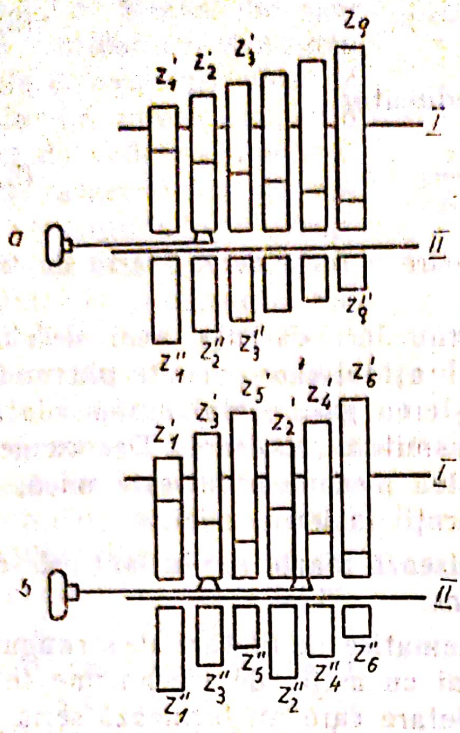


Fig. 3.37

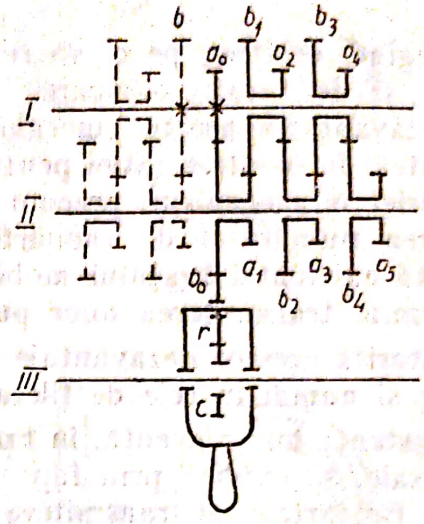


Fig. 3.38

telor de transmitere de forma $\frac{1}{2}; \frac{1}{4}; \frac{1}{8}; \ldots$ și $\frac{1}{1}; \frac{2}{1}; \frac{4}{1}; \frac{8}{1}; \ldots$, utile pentru multiplicarea sau demultiplicarea rapoartelor de transmitere ale cutiilor de avansuri sau filete.

Mecanismul cu roți în meandre (fig. 3.38) constă dintr-un număr de blocuri identice, formate din cîte două roți dințate, dispuse pe două axe. Una dintre roți sau unul dintre blocurile de roți este solidară cu axul conducător, în timp ce restul blocurilor de roți sînt libere pe axele lor. Axul *III*, care este canelat, primește mișcarea de la blocurile de roți dințate prin intermediul roților dințate r și c. Roata dințată r poate angrena cu toate roțile dințate de pe axul *II* (fig. 3.38) sau numai cu roțile dințate b, în care caz roata dințată c este o roată baladoare obișnuită pe axul *III* (fig. 3.39).

Considerînd că pe axul *I* roata dințată fixă este a_0 și că $c=a$, rapoartele de transmitere obținute la angrenarea roții dințate intermediare r cu roțile dințate b și a vor fi:

$$i_1=\frac{a_0}{b_0}\frac{b_0}{r}\frac{r}{c}=\frac{a}{b}\frac{b}{r}\frac{r}{a}=\frac{1}{1};$$

$$i_2=\frac{a_0}{b_0}\frac{a_1}{r}\frac{r}{c}=\frac{a}{b}\frac{a}{r}\frac{r}{a}=\frac{a}{b};$$

$$i_3=\frac{a_0}{b_0}\frac{a_1}{b_1}\frac{a_2}{b_2}\frac{b_2}{r}\frac{r}{c}=\frac{a}{b}\frac{a}{b}\frac{a}{b}\frac{b}{r}\frac{r}{a}=\left(\frac{a}{b}\right)^2;$$

$$\cdot$$

$$\cdot$$

$$\cdot$$

$$i_k=\frac{a}{b}\frac{a}{b}\frac{a}{b}\ldots\frac{a}{b}\frac{b}{r}\frac{r}{a}=\left(\frac{a}{b}\right)^{k-1}. \qquad (3.111)$$

Scanned with OKEN Scanner

Rezultă că rapoartele de transmitere formează o serie geometrică cu raţia egală cu raportul de transmitere $\frac{a}{b}$ al roţilor a şi b.

Dacă $b=2a$ rezultă că seria rapoartelor de transmitere va fi: $\frac{1}{1};\frac{1}{2};\frac{1}{4};\frac{1}{8}$... (partea plină din fig. 3.38).

Dacă $a=2b$ şi deci $c=a=2b$, rezultă că seria rapoartelor de transmitere va fi: $\frac{1}{1};\frac{2}{1};\frac{4}{1};\frac{8}{1}$; ... (partea punctată pe fig. 3.38).

Dacă pe axul I se află fixată şi o roată dinţată b, atunci rapoartele de transmitere obţinute prin angrenarea roţii dinţate r cu roţile dinţate din stînga, pentru $c=a$ va fi:

$$i'_1=\frac{b}{a}\frac{a}{r}\frac{r}{c}=\frac{b}{a}\frac{a}{r}\frac{r}{a}=\frac{b}{a};$$

$$i'_2=\frac{b}{a}\frac{b}{r}\frac{r}{a}=\left(\frac{b}{a}\right)^2;$$

$$i'_3=\frac{b}{a}\frac{b}{a}\frac{b}{a}\frac{a}{r}\frac{r}{a}=\left(\frac{b}{a}\right)^3;$$

$$\vdots$$

$$i'_k=\frac{b}{a}\frac{b}{a}\frac{b}{a}\frac{b}{a}\ldots=\left(\frac{b}{a}\right)^k. \qquad (3.112)$$

Dacă $b=2a$, seria rapoartelor de transmitere va fi: $\frac{2}{1};\frac{4}{1};\frac{8}{1}$..., iar dacă $a=2b$ atunci vom avea: $\frac{1}{2};\frac{1}{4};\frac{1}{8};\ldots$

Rezultă că dacă pe axul I se vor fixa ambele roţi a şi b se poate realiza o serie de rapoarte de transmitere de forma: $\ldots\frac{8}{1};\frac{4}{1};\frac{2}{1};\frac{1}{1};\frac{1}{2};\frac{1}{4};\frac{1}{8};\ldots$

Dezavantajul acestei construcţii constă în rigiditatea sa scăzută din cauza braţului mobil.

Un alt gen de construcţii cu roţi în meandre este acela care foloseşte în locul braţului mobil o roată baladoare (fig. 3.39). Acesta are avantajul că este mai rigid decît cel cu braţ mobil, însă prezintă dezavantajul că roata baladoare c nu poate angrena decît cu roţile dinţate mari. Deci pentru acelaşi număr de roţi dinţate rezultă că numărul rapoartelor de transmitere este jumătate faţă de primul caz.

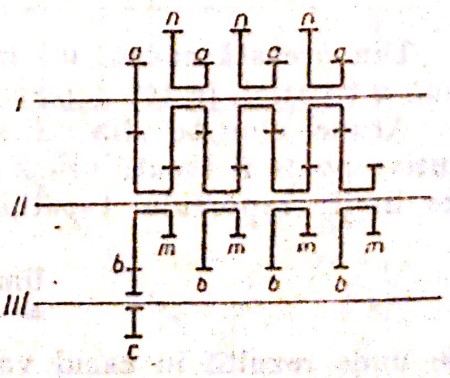


Fig. 3.39

Cînd $c=a$ rapoartele de transmitere vor fi:

$$i_1=\frac{a}{b}\frac{b}{c}=\frac{1}{1};$$

$$i_2=\frac{a}{b}\frac{m}{n}\frac{a}{b}\frac{b}{c}=\frac{a}{b}\frac{m}{n}\frac{a}{b}\frac{b}{a}=\frac{a}{b}\frac{m}{n};$$

$$i_3=\frac{a}{b}\frac{m}{n}\frac{a}{b}\frac{m}{n}\frac{a}{b}\frac{b}{a}=\left(\frac{a}{b}\right)^2\left(\frac{m}{n}\right)^2;$$

.
.
.

$$i_k=\left(\frac{a}{b}\right)^{k-1}\left(\frac{m}{n}\right)^{k-1}. \tag{3.113}$$

Dacă $m=a$ și $n=b$ rezultă că termenul general al raportului de transmitere va fi:

$$i_k=\left(\frac{a}{b}\right)^{2(k-1)}. \tag{3.114}$$

Dacă $\frac{a}{b}=\frac{1}{2}$ și $c=a$ rezultă seria rapoartelor de transmitere $\frac{1}{1};\frac{1}{4};\frac{1}{16};\frac{1}{64};\ldots$

Ca și în cazul precedent, fixarea pe axul I a unei roți b, conduce la o serie de rapoarte de transmitere inverse, adică multiplicatoare. Se constată că rapoartele de transmitere scad sau cresc foarte repede, ceea ce face ca această variantă constructivă să nu fie utilizabilă în construcția de mașini decît în cazul cînd $m=n$.

Dezavantajul principal al tuturor mecanismelor cu roți în meandre constă în rigiditatea mică a lor. Datorită acestui fapt, ele se utilizează numai pentru puteri de transmisie și turații la ieșire mici, fapt care le face utilizabile numai ca mecanisme de avans.

3.3.3. Acționări continue

Din teoria seriei de turații a reieșit că mecanismele cu reglarea în trepte a turațiilor funcționează cu o pierdere de viteză de așchiere și deci, o pierdere de productivitate, chiar și în cazul cînd numărul treptelor de turații pentru un domeniu stabilit ar fi suficient de mare. Mărimea acestei pierderi se determină cu relația cunoscută:

$$\Delta v_{max}=1-\frac{1}{\varphi}.$$

Din această cauză, un mecanism care ar putea realiza o variație continuă a turației, în tot cuprinsul domeniului de turații, se impune.

Atunci cînd turația variază continuu, diferența între două turații consecutive poate fi făcută oricît de mică; la limită această diferență devine zero, iar limita raportului turațiilor consecutive tinde către unitate, adică

$$\lim_{\Delta n\to 0}\frac{n_{k+1}}{n_k}=\lim_{\Delta n\to 0}\frac{n_k+\Delta_n}{n_k}=1, \tag{3.115}$$

de unde rezultă în cazul variației continue a turațiilor rația $\varphi=1$ și ca urmare $\Delta v_{max}=0$.

Scanned with OKEN Scanner

Alte considerente tehnologice impun, de asemenea, utilizarea variatorilor continui de turaţii, aşa spre exemplu în cazul strunjirii frontale pe lungimi radiale mari sau în cazul prelucrării unor suprafeţe conice cu unghi de înclinare mare.

Stabilirea practică a vitezei optime de aşchiere, obţinerea unei anumite calităţi a suprafeţei prelucrate nu pot fi realizate decît prin reglarea continuă a turaţiilor.

Faţă de aceste avantaje, mecanismele cu reglare continuă a turaţiilor prezintă şi unele deficienţe care limitează utilizarea lor în construcţia de maşini-unelte. Dintre acestea două sînt esenţiale şi anume:

— instabilitatea turaţiei şi deci a vitezei de aşchiere la variaţia forţei de aşchiere;

— domeniul de reglare redus, în genere la valoarea maximă $R_n \leqslant 9$.

Mecanismele care permit variaţia continuă a turaţiei pot fi mecanice, hidraulice, electrice sau o combinaţie între acestea, fiind folosite în unele construcţii de maşini-unelte în combinaţie cu un variator în trepte, cu scopul de a asigura variaţia continuă a turaţiei, între două trepte consecutive.

3.3.3.1. **Acţionări continue cu variatori mecanici.** Variatorii mecanici continui se realizează într-o mare varietate de tipuri constructive, fiecare tip avînd o răspîndire mai mică sau mai mare după cum reuşesc să îndeplinească o serie de condiţii impuse de specificul cinematicii maşinilor-unelte.

a. Variatori mecanici continui cu fricţiune. Tipul de bază al variatorilor mecanici cu fricţiune constă dintr-un con şi o rolă, ambele în contact, mişcarea transmiţîndu-se de la con la rolă sau invers (fig. 3.40).

Din punct de vedere cinematic, există deosebiri esenţiale asupra modului în care are loc variaţia turaţiei în domeniul de reglare, în funcţie de elementul conducător.

Cazul con conducător. Pentru o poziţie x a rolei în raport cu vîrful conului, raportul de transmitere este:

$$i_{VM} = \frac{n_k}{n_0} = \frac{R_x}{R}. \qquad (3.116)$$

Mărimea razei R_x, în funcţie de unghiul α şi distanţa x, este:

$$R_x = x \sin \alpha. \qquad (3.117)$$

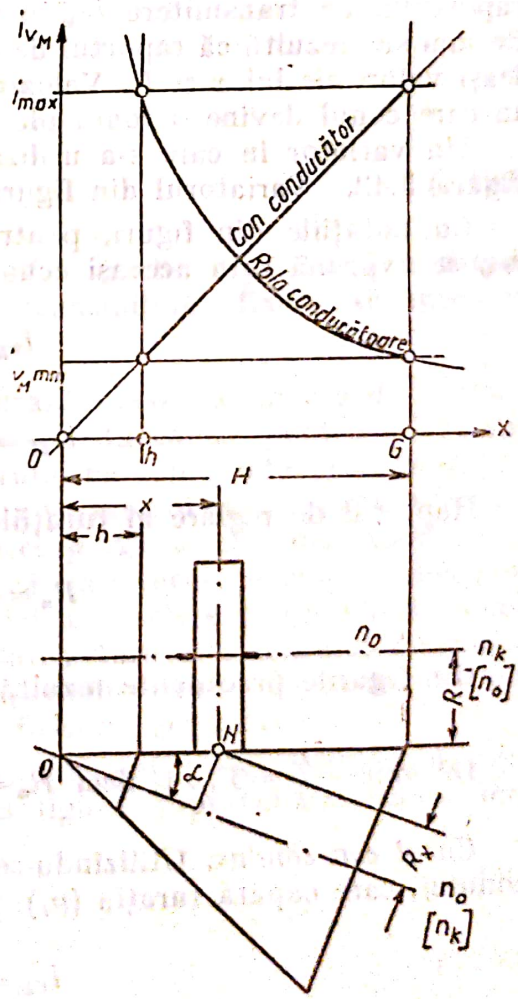


Fig. 3.40

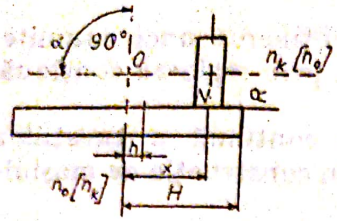


Fig. 3.41

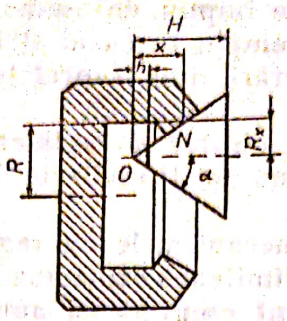


Fig. 3.42

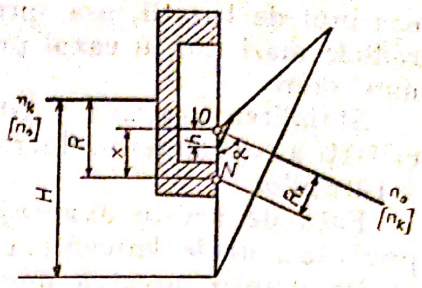


Fig. 3.43

Expresia raportului de transmitere devine prin înlocuire:

$$i_{VM} = \frac{x \sin \alpha}{R} = C_1 x. \tag{3.118}$$

Raportul de transmitere i_{VM} variază liniar, deci și i_p din ecuația lanțului cinematic, astfel că semnalul de ieșire y_e variază liniar cu variația distanței x de reglare a variatorului.

Unghiul α este o constantă constructivă și are importanță la stabilirea raportului de transmitere i_{VM} pentru o mărime dată a lui x. Din ecuația de mai sus rezultă că raportul de transmitere crește cu unghiul α pentru aceleași valori ale lui x și R. Valoarea maximă a sa are loc pentru $\alpha = 90°$, caz în care conul devine o roată plană cum se vede în figura 3.41.

Un variator în care s-a utilizat un con gol ca rolă este reprezentat în figura 3.42. Variatorul din figura 3.43 are în loc de rolă o roată oală.

Cu notațiile din figuri, pentru toate cazurile, raportul de transmitere i_{VM} se exprimă prin aceeași ecuație:

$$i_{VM} = \frac{R_x}{R} \text{ sau,} \tag{3.119}$$

$$i_{VM} = \frac{x \sin \alpha}{R} = C_1 x. \tag{3.120}$$

Raportul de reglare al turațiilor rezultă din:

$$R_n = \frac{i_{VM\ max}}{i_{VM\ min}} = \frac{x_{max}}{x_{min}}. \tag{3.121}$$

Din figurile precedente rezultă că $x_{max} = H$ și $x_{min} = h$, astfel că $R_n = \frac{H}{h}$.

De obicei $\frac{H}{h} = 3 \ldots 4$, deci $R_n = 3 \ldots 4$. (3.122)

Cazul con condus. Utilizîndu-se aceeași figură turația (n) este transmisă conului, care capătă turația (n_k). Raportul de transmitere este în acest caz:

$$i_{VM} = \frac{(n_k)}{(n_0)} = \frac{R}{R_x}, \tag{3.123}$$

sau

$$i_{VM}=\frac{R}{x\sin\alpha}=\frac{C_2}{x} \tag{3.124}$$

ceea ce indică o variație hiperbolică a raportului de transmitere, trasată și în figură.

Raportul de reglare a turațiilor va fi în acest caz același, dat de expresiile:

$$i_{VM\ max}=\frac{C_2}{x_{min}}; \tag{3.125}$$

$$i_{VM\ min}=\frac{C_2}{x_{max}}; \tag{3.126}$$

$$R_n=\frac{i_{V\ max}}{i_{V\ min}}=\frac{x_{max}}{x_{min}}. \tag{3.127}$$

Cele de mai sus sînt valabile pentru toate variantele de variatori din figurile precedente.

Întrucît raportul de reglare este același în cazul conului condus ca și în cazul conului conducător, alegerea unuia sau a celuilalt mod de antrenare a variatorului cu un con este legată, din punct de vedere cinematic, numai de modul de variație a raportului de transmitere.

Ecuațiile lanțului cinematic, care are unul dintre variatorii studiați, vor fi în cazul conului conducător

$$y_e=C_1' n\ x, \tag{3.128}$$

și în cazul conului condus

$$y_e=\frac{C_2'}{x}\ n_0. \tag{3.129}$$

În ambele ecuații constantele C_1' și C_2'' conțin, pe lîngă constantele C_1 și C_2 și eventualele rapoarte de transmitere fixe existente în lanț.

În prima ecuație semnalul de ieșire variază liniar, iar în cea de a doua, hiperbolic, la variația liniară a lui x. Din această cauză, pentru o variație Δx, oriunde în domeniul turațiilor variatorului cu con conducător, se obține aceeași variație Δy a turațiilor, în timp ce la variatorul cu con condus, variația Δy este cu atît mai mare, cu cît același Δx se află mai aproape de domeniul turațiilor mari. De aici rezultă că variatorul cu con condus permite o reglare fină în domeniul turațiilor mici și o reglare grosolană în domeniul turațiilor mari, ceea ce, pentru reglarea turațiilor lanțului cinematic principal, poate fi util, alura variației hiperbolice fiind oarecum asemănătoare variației exponențiale a turațiilor în serie geometrică.

Variatori cu două conuri. Cele două conuri pot avea unghiuri diferite α_1 și α_2 (fig. 3.44). Folosind notațiile din figură, raportul de transmitere este:

$$i_{VM}=\frac{n_e}{n_0}=\frac{R_1}{R_2}, \tag{3.130}$$

fiindcă: $R_1=x\ \sin\alpha_1$ (3.131)

și $R_2=(H-x)\ \sin\alpha_2$, (3.132)

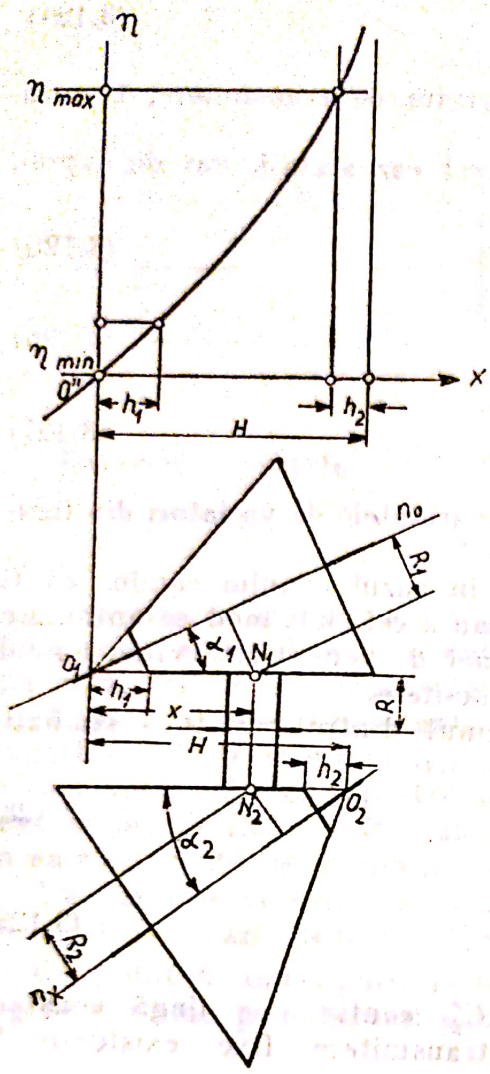


Fig. 3.44

rezultă

$$i_{VM}=\frac{x}{H-x}\,\frac{\sin\alpha_1}{\sin\alpha_2}=\frac{x}{H-x}C_2. \qquad (3.133)$$

Variația raportului de transmitere are alura din figura 3.44.

Raportul de reglare a turațiilor:

$$R_n=\frac{i_{VM\ max}}{i_{VM\ min}}, \qquad (3.134)$$

în care

$$i_{VM\ max}=\frac{1}{\frac{H}{x_{max}}-1}=\frac{H-h_2}{h_2} \qquad (3.135)$$

și

$$i_{VM\ min}=\frac{1}{\frac{H}{x_{min}}-1}=\frac{h_1}{H-h_1}. \qquad (3.136)$$

Înlocuind se obține $R_n=$

$$=\frac{(H-h_1)(H-h_2)}{h_1h_2}. \qquad (3.137)$$

Pentru cazul cînd $h_1=h_2=h$, avem:

$$R_n=\frac{(H-h)^2}{h^2}=\frac{H^2}{h^2}-2\frac{H}{h}+1. \qquad (3.138)$$

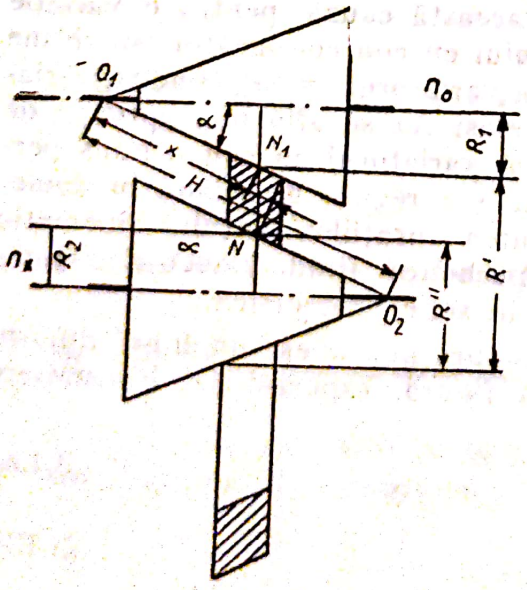


Fig. 3.45

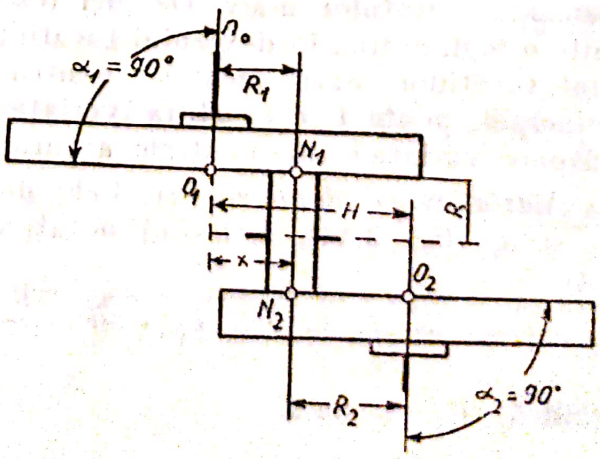


Fig. 3.46

Deoarece constructiv raportul $\frac{H}{h}$ are valoarea maximă cuprinsă între 3 și 4 rezultă că $R_n=4 \dots 9$.

De obicei semiconurile unghiurilor se iau egale $\alpha_1=\alpha_2=\alpha$ ceea ce conduce la paralelismul axelor. O variantă a acestui tip de variator, avînd un inel în loc de rolă, este reprezentat în figura 3.45. Raportul de transmitere $i_{VM}=$ are expresia:

$$i_{VM}=\frac{R_1}{R'}\,\frac{R''}{R_2}=\frac{R_1}{R_2}C_4. \tag{3.139}$$

în care

$$R_1=x\sin\alpha; \tag{3.140}$$

$$R_2=H-(x+a)\sin\alpha=(H'-x)\sin\alpha. \tag{3.141}$$

Rezultă deci că: $i_{VM}=\frac{x}{H'-x}\,C_4$. (3.142)

Modul de variație a raportului de transmitere este similar celui cu două conuri și rolă. În expresia raportului de transmitere s-a înlocuit:

$$C_4=\frac{R''}{R'} \tag{3.143}$$

$$H'=H-a=H-(R'-R'')\sin\alpha. \tag{3.144}$$

În cazul variatorului cu două conuri și o rolă, cînd semiunghiul conurilor este egal cu 90°, variatorul se transformă într-unul cu două discuri paralele (fig. 3.46).

În afara variatoarelor cu conuri, studiate anterior, există numeroase tipuri de variatoare care au elementul conducător și cel condus de formă variată. Dintre acestea singurul care are aplicare în construcția de mașini-unelte este acela avînd ambele piese de formă toroidală (fig. 3.47).

O construcție reușită, bazată pe această schemă, este *variatorul V. A. Svetozarov*, folosit în lanțul cinematic principal al strungului 1620.

Raportul de transmitere, cu notațiile din figură, va fi:

$$i_{VM}=\frac{R_1}{R}\,\frac{R}{R_2}=\frac{R_1}{R_2}, \tag{3.145}$$

în care:

$$R_1=H-r\sin(\theta-\alpha); \tag{3.146}$$

$$R_2=H-r\sin(\theta+\alpha), \tag{3.147}$$

$$\text{deci } R_n=\frac{H-r\sin(\theta-\alpha)}{H-r\sin(\theta+\alpha)}. \tag{3.148}$$

Notînd cu $M=\frac{H}{r}$, se obține:

$$R_n=\frac{M-\sin(\theta-\alpha)}{M-\sin(\theta+\alpha)}. \tag{3.149}$$

Scanned with OKEN Scanner

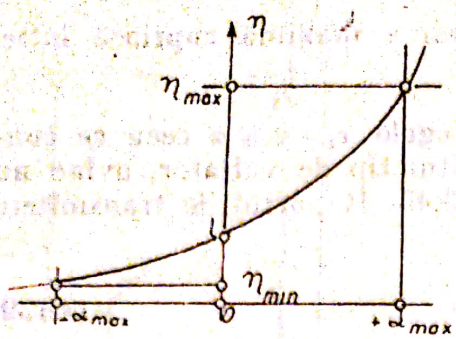
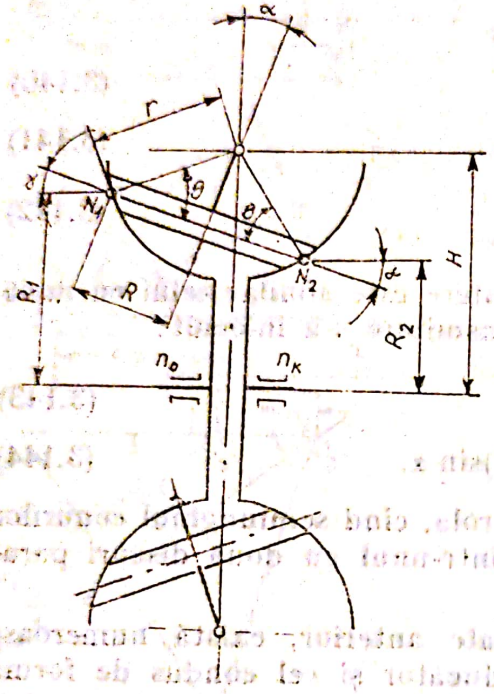


Fig. 3.47



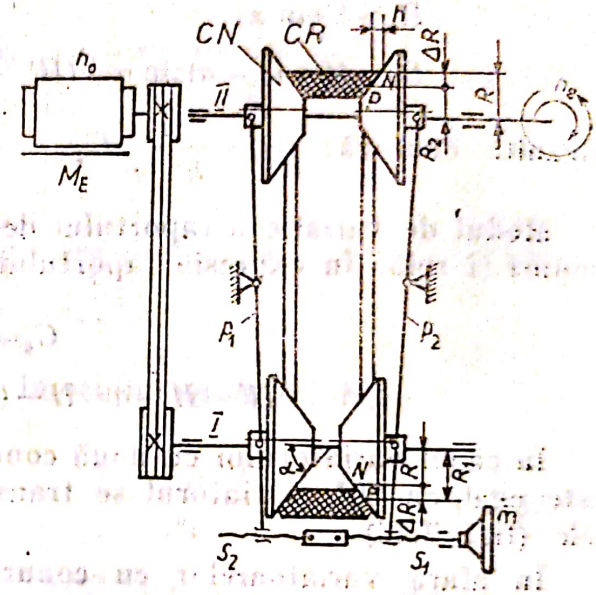


Fig. 3.48

Valoarea maximă a lui R_n are loc pentru $+\alpha_{max}$, iar cea minimă pentru $-\alpha_{max}$. De obicei $\alpha_{max}=30°$. Alura curbei de variație este reprezentată în graficul de pe aceeași figură. *Variatorul Svetozarov* poate asigura rapoarte de reglare pînă la $R_n=8$.

b. Variatori mecanici cu lanț sau curea. Variatorii continui cu lanț sau curea sînt formați din două perechi de conuri identice, dispuse vîrf la vîrf pe cele două axe (fig. 3.48). Un lanț sau o curea, de construcție specială, reunește cele două perechi de conuri. Pe fiecare ax conurile se pot deplasa axial. Deplasarea este efectuată simultan pe ambele axe, de o aceeași mărime h, însă în sensuri opuse.

Considerînd ca rază medie raza R în punctul N_1 de pe mijlocul generatoarei conului, razele R_1 și R_2 pe ale căror cercuri calcă cureaua se pot exprima prin:

$$R_1=R+\Delta R; \tag{3.150}$$

$$R_2=R-\Delta R, \tag{3.151}$$

iar raportul de reglare va fi:

$$R_n=\frac{n_2}{n_1}=\frac{R_1}{R_2}=\frac{R+\Delta R}{R-\Delta R}. \tag{3.152}$$

Variația razei se poate exprima în funcție de variația deplasării conurilor:

$$R=h \operatorname{tg} \alpha, \tag{3.153}$$

ceea ce permite determinarea valorii raportului de reglare

$$R_n=\frac{R+h \operatorname{tg} \alpha}{R-h \operatorname{tg} \alpha}, \tag{3.154}$$

pentru valori pozitive sau negative ale deplasării h în raport cu poziția medie a acestora.

3.3.3.2. **Acționări continue electrice** *(ACE)*. Cuprind partea de reglare (regulatorul — denumit impropriu „variator") și *EMT*. În ultimii ani, au o extindere progresivă datorită introducerii *EMCC* cu magneți permanenți de cuplu mare, a celor cu rotor disc și întrefier axial și a tiristoarelor în construcția părții de reglare, dar totodată și datorită creșterii procentuale a *MU* la care se formează suprafețe complexe prin compunerea avansurilor, deci a mașinilor cu *CN* de conturare (*NCC* sau *CNC*) sau în sisteme de copiere. Pentru aceste mașini este obligatoriu să se recurgă la variația continuă a vitezelor de avans cu anumite calități dinamice, deci la *ACE* sau hidrostatice (rotative). *ACE*, ca și cele hidrostatice, se mai utilizează și pentru asigurarea reglării din mers și sub sarcină, cerință a mașinilor cu viteză variabilă pe suprafața de prelucrat (carusele, mașini de retezat etc.), precum și a comenzilor automate în general, de asemenea cu extindere progresivă, însă care se pot soluționa și cu alte mijloace. Se subliniază însă că din punct de vedere al procesului de lucru (al așchierii), nu este justificată recurgerea la o acționare continuă și încă electrică pentru a respecta o valoare calculată a unei viteze, deoarece în realitate orice parametru al așchierii se calculează încă cu o eroare mai mare decît cea dată de rația treptelor și în plus atelierele instalează valori care (din considerente de siguranță) sînt și cele mai mici față de cele calculate, în rapoartele ce de asemenea depășesc cu mult rația. Cîștigul „teoretic" în capacitate de producție printr-o acționare continuă, presupune că viteza necesară este calculată fără eroare, ori în realitate se determină cu mari erori și se aplică cu diferențe.

ACE, ca și cea hidrostatică *R*, permite însă „ajustări" în lucru a vitezei (vibrații, etc.) și simplificarea la maximum a lanțului mecanic, ceea ce constituie avantaje. Ambele sisteme au însă o serie de dezavantaje: înrăutățesc apreciabil randamentul total al *MU*, cu gabarite mai mari (dulapuri speciale la 1 ... 2 m, respectiv panouri), realizează reglarea turației la moment constant (cu magnetizare și respectiv presiune nominală), în timp ce așchierea reclamă reglarea aproximativă la putere constantă și, ceea ce este important — sînt de cîteva ori mai simple, decît cele mecanice. În construcțiile economice din R.S.R., *ACE* întrec în cost și pe cele hidrostatice, dar permit supraîncărcări foarte mari, avantajoase chiar la scurtă durată. În prezent cca 15% din modelele de *MU* și cca 55% din *CP* și mașinile cu sisteme *NCC* sau *CNC*, au *ACE*. Construcția este determinată de felul *EMT*.

A. Sisteme cu EMAT. Din expresia turației n[rot/s] a *EMAT* și anume $n=f(1-a)/p$, rezultă că aceasta se poate regla continuu prin variația frecvenței f și a alunecării a, schimbarea numărului de poli p, permițînd numai o reglare în trepte. Variația alunecării a nu se folosește însă la *MU*. Soluția modernă de variație a frecvenței de alimentare a unui *EMAT* constă în con-

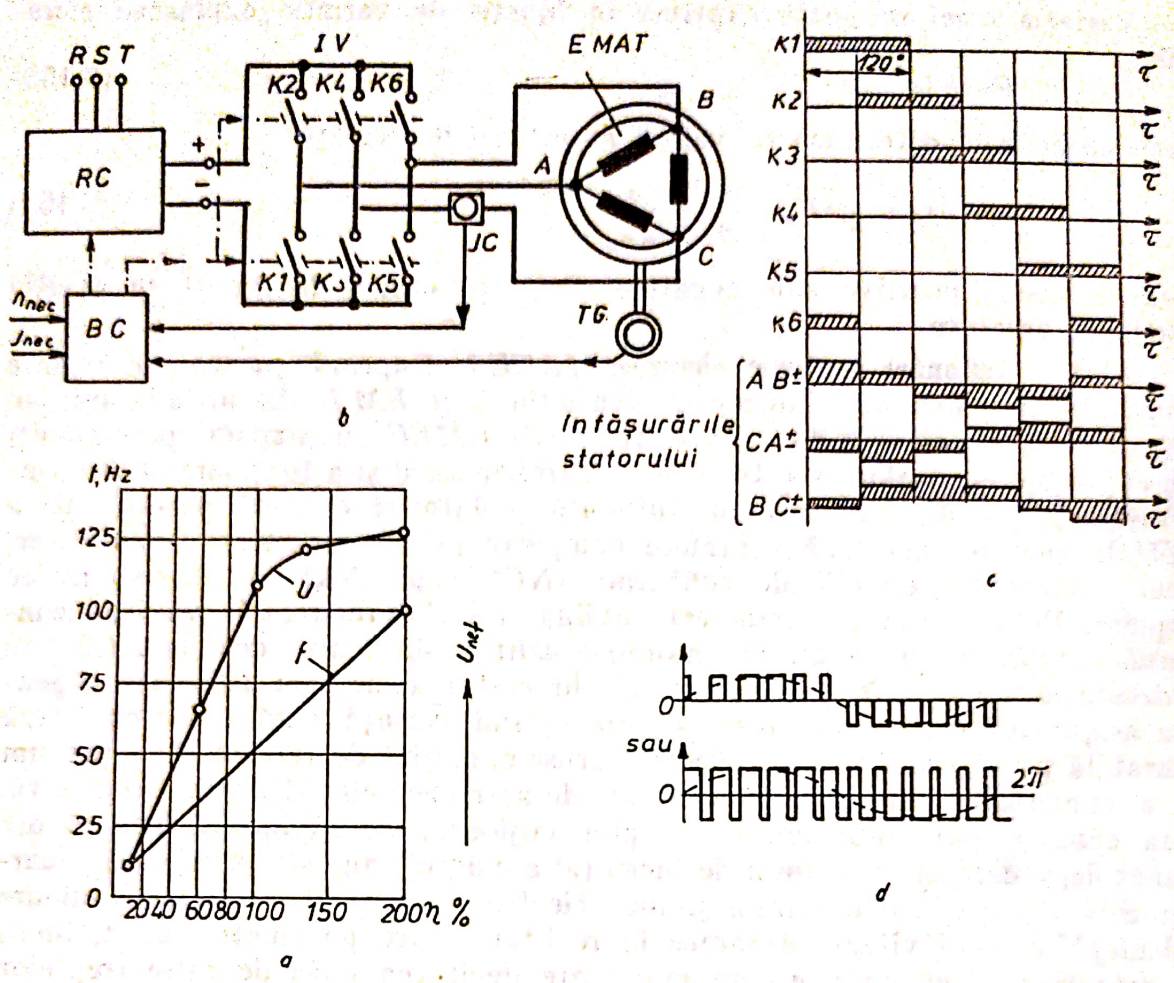


Fig. 3.49

vertizorul static de frecvenţă cu tiristori. Acestea permit randamente bune, intervale de reglare suficiente, porniri frecvente şi protecţie la suprasarcini. *ACE* respectivă are evident şi avantajele *EMAT*, dar în prezent sînt cele mai scumpe (de cca 2 ori decît cele cu *EMCC*). Avantajele şi deci dezvoltarea fabricaţiei în serie vor permite scăderea costurilor.

Variaţia frecvenţei la convertizoare pentru *MU* se efectuează în paralel cu cea a amplitudinii tensiunii alternative (pe fază) a *EMAT* astfel ca să se asigure un anumit raport *U/f* (un ex. în fig. 3.49, *a*), precum şi stabilitatea ambelor valori curente pentru a se menţine rigiditatea caracteristicii mecanice $M_t - n$; Schema cu simboluri a unui astfel de convertizor static de frecvenţă este în figura 3.49, *b*. Este compus dintr-un inversor *IV* cu rolul de a închide şi deschide pe faze, cu tiristori (întrerupătoarele *K*), o tensiune continuă redresată, formînd astfel frecvenţa pentru alimentarea *EMAT*. Odată cu variaţia frecvenţei se reglează şi tensiunea redresorului comandat *RC* (de asemenea cu tiristori) de către blocul de comandă *BC*. Modul de formare a tensiunii alternative înlănţuite se poate urmări din figura 3.49, *c*. Se pot obţine uniformităţi mai ridicate ale rotaţiei la frecvenţe joase (de ex. 5 Hz) dacă în porţiunile de deschidere, tensiunea se formează prin impulsuri (cu frecvenţe de 7—8 ori mai mari) şi modelarea lăţimii acestora (fig. 3.49, *d*) numită şi modulaţie de lăţime a impulsurilor. Rigiditatea caracteristicii

$M_t - n$ se obține prin controlul turației cu tahogeneratorul *TG*, iar al capacității de preluare a suprasarcinilor prin traductorul de curent *IC*. Unele construcții permit recuperarea energiei la frînare, reversarea fără contacte galvanice, regim de comandă manuală etc. *ACE* cu convertizor se utilizează deocamdată la puteri mici, pentru turații ridicate (mașini de rectificat interior) sau pe verigi executante a căror greutate trebuie să fie minimă. În ultimii ani au apărut și la acționarea principală a unor *CP*.

O altă *ACE* cu *EMAT* însă nereglabil, utilizează ca component reglabil continuu cuplajul electromagnetic cu alunecare (*CEA*), și la care variația se obține prin schimbarea alunecării. Construcția sa se observă din figura 3.50, *a*. Miezul conductor *MC* solidar cu arborele *EMAT*, trage după el cu alunecare sistemul magnetic format dintr-o bobină inelară *BI* dispusă într-un canal circular cu marginile dințate. Dinții *DI* provoacă în miezul conducător variații de flux și deci curenți în scurtcircuit cu care se obține cuplul motor. Caracteristica $M-n$ este foarte „moale" (fig. 3.50, *b*) și pentru a se menține turația la sarcini variabile este necesară comanda curentului de excitație I_E, ceea ce se realizează prin tahogenerator *TG* și un element *RT* de reglare a tensiunii. *CEA* are avantajul lipsei uzurii. Se utilizează la puteri mici, pentru avansuri. Miezul *MC* poate fi antrenat și de un arbore din *LC*.

ACE cu *EMAT* (convertizor de frecvență și *CEA*) constituie în prezent un procent redus (cca 10%) din totalul *ACE*, însă soluțiile cu tiristori au perspectivă de extindere.

B. Sistemele cu EMCC, se bazează pe variația turației acestuia menționată în 2.2.1.1-*B*. După cum se știe din relațiile (fig. 3.51, *a*):

$$U_{ar} = E_{ce} + I_{ro}R_{ro} \text{ și } E_{cc} = K_E \varnothing n, \qquad (3.155, a)$$

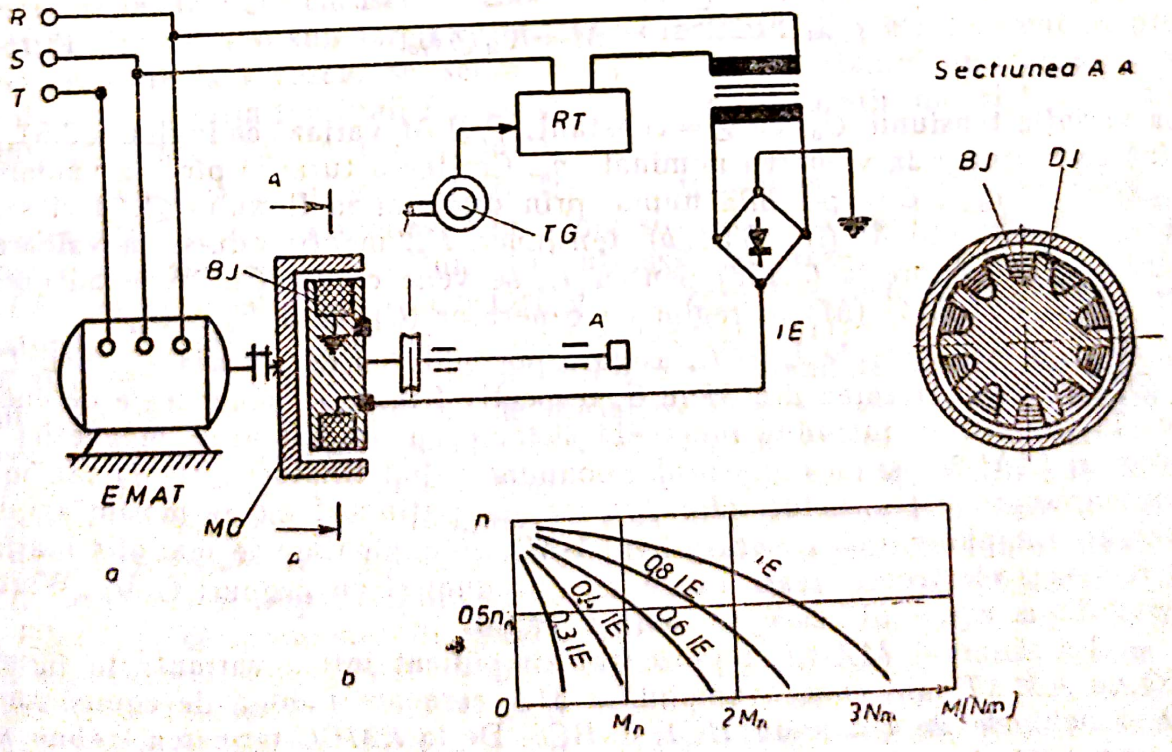


Fig. 3.50

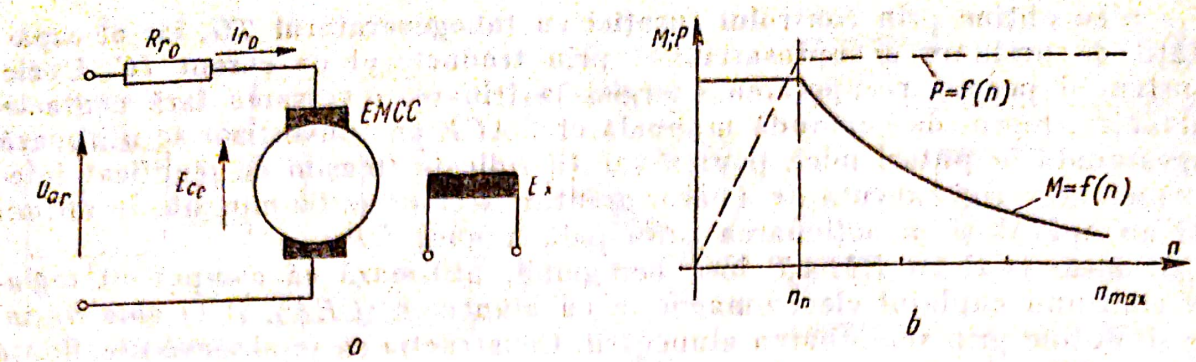


Fig. 3.51

rezultă:

$$n=\frac{E_{ce}}{K_E\varnothing}=\frac{U_{ar}-I_{ro}R_{ro}}{K_E\varnothing}\quad\left[\frac{\text{rot}}{\text{s}}\right], \tag{3.155}$$

în care: R_{ro} este rezistența înfășurării din circuitul rotoric; I_{ro} — curentul rotoric; U_{ar} — tensiunea aplicată rotorului; E_{ce} — tensiunea contraelectromotoare a motorului; $\varnothing$ — fluxul principal dat de excitația independentă Ex; K_E — constantă, dependentă de construcția EMT. Avînd posibilitățile exprimate prin relația (3.155), sistemele cu $EMCC$ folosesc numai doi factori pentru reglarea turației, respectiv prin diminuarea fluxului $\varnothing$ și prin variația tensiunii rotorului — U_{ar}. Totodată din (3.155) și din expresiile puterii

$$P=K_pMn=K_pn\varnothing I_{ro}\qquad[\text{Watt}], \tag{3.156, a}$$

rezultă respectiv:

$$I_{ro}=\frac{U_{ar}-E_{ce}}{R_{ro}}\quad\text{și}\quad M=K_M\varnothing I_{ro}. \tag{3.156}$$

La variația tensiunii U_{ar} cu $\varnothing$=constant, P și M variază ca în figura 3.51, *b*, pînă ce n ajunge la valoarea nominală n_n. Creșterea turației pînă la valoarea maximă — n_{max}, este posibilă numai prin diminuarea fluxului $\varnothing$, deci scăderea momentului M (fig. 3.51, *b*), tensiunea E_{ce} menținîndu-se la valoarea normală. Din expresia (3.156) pentru I_{ro} se vede că $EMCC$ trece automat din regim de motor (M) în regim de generator (G), cînd $E_{ce}>U_{ar}$.

ACE cu orice tip de $EMCC$, asigură posibilitatea de a varia U_{ar} sau U_{ar} și $\varnothing$, precum și trecerea din M în G, respectiv frînare cu recuperare de energie. În prezent se introduc îndeosebi sisteme cu amplificatori magnetici și redresori (AM-M) și cu redresorul comandat avînd tiristori (PI-M) sau mai nou redresoare și tranzistori (RT-M), iar mai puțin sisteme cu mașini amplificatoare (amplidine) ca generatori (MA-M). În exploatare se mai află mașini cu redresori electronici (care nu se mai produc) și cu grupuri G-M „Ward-Leonard" a căror utilizare se reduce rapid.

— La sistemul MA-M, reprezentat simplificat într-o variantă în figura 3.52 cu $EMAT$ antrenează amplidina MA care are bobina de compensare CO și bobinele de comandă $BC1$ și $BC2$. De la $EMCC$ mișcarea trebuie să se transmită de regulă printr-un reductor dințat RD. Realmente sistemele

MA-M sînt mai complexe, cu bobine de stabilizare, cu diferite reacții, și asigură caracteristici bune de reglare. *MA* are însă gabarite de 1,5 ... 2 ori mai mari ca un generator de c.c. obișnuit, apoi în total sînt trei mașini (fără tahogeneratorul *TG* cu rol de aparat și putere mică), a căror putere instalată întrece de cca 4 ori pe cea utilă, are zgomot mare și ocupă suprafețe mari deoarece de regulă se pot monta numai orizontal.

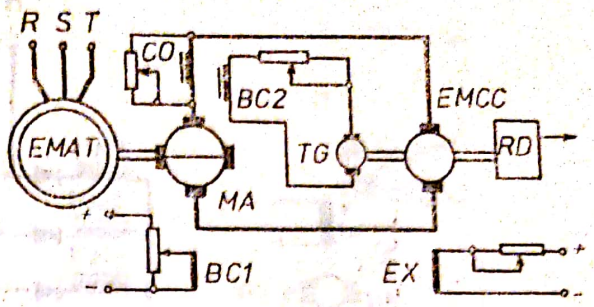


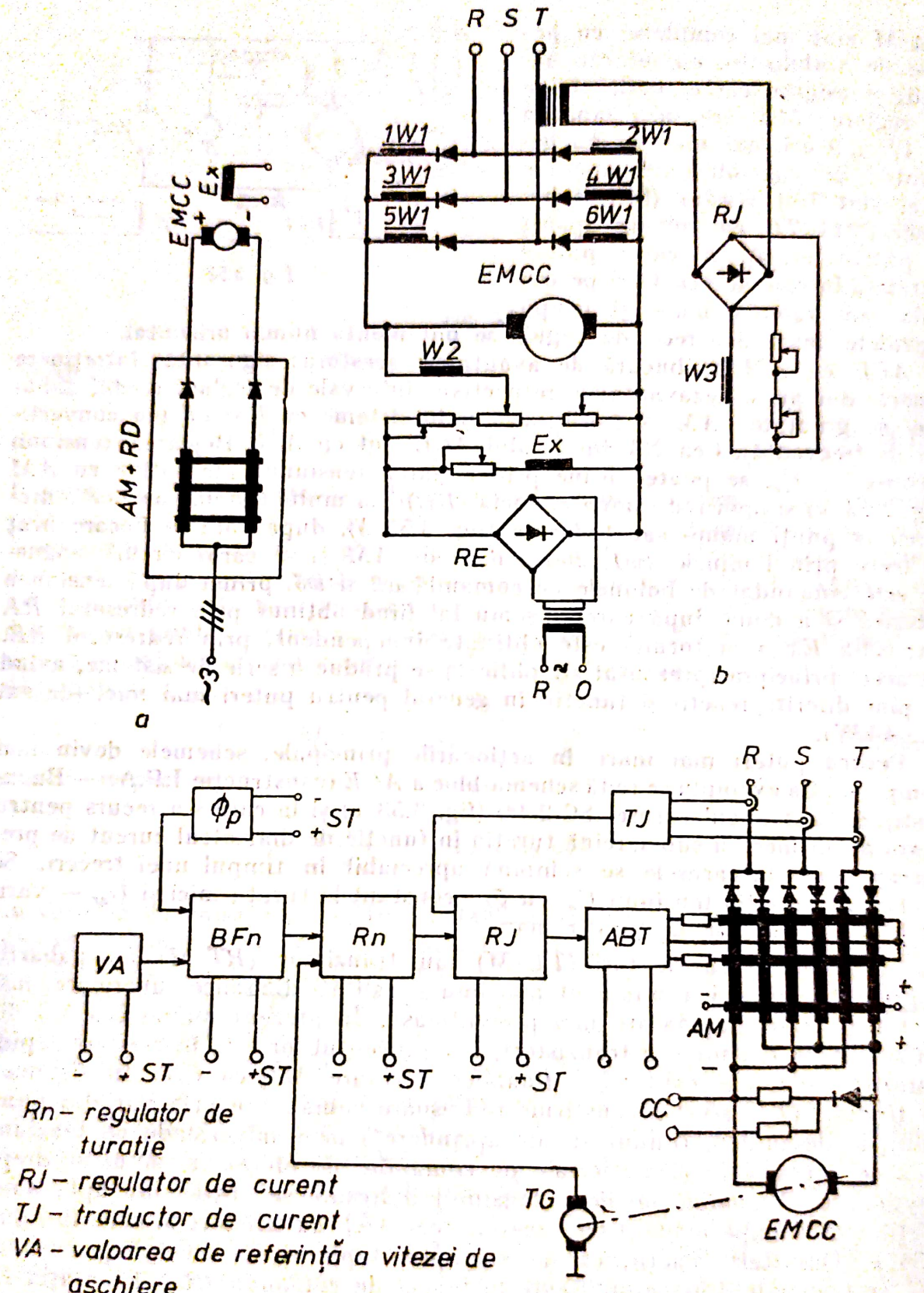
Fig. 3.52

ACE cu *AM* se bucură de avantajele acestora: siguranță, întreținere ușoară, dar au și dezavantajele respective: intervale de reglare medii, gabarite și greutate. *AM* se utilizează și în sisteme cu *EMAT* (cu convertizor de frecvență). Cca 2/3 din totalul *ACE* sînt cu *AM*. Reglarea tensiunii rotorice — U_{ar} se poate obține prin reglarea tensiunii alternative cu *AM* (fig. 3.53, *a*) și apoi redresarea acesteia (*RD*). La multe sisteme are loc redresarea în punți mono- sau trifazate (fig. 3.53, *b*), după care în fiecare braț se trece prin bobinele *1w1*, *2w1* ... *6w1* ale *AM* și al cărui circuit magnetic este comandat de bobinele de comandă *w2* și *w3*, prima după tensiunea rotorică și a doua după curent, semnalul fiind obținut prin redresorul *RI*. Excitația *Ex* a motorului este obținută independent, prin redresorul *RE*. Pe acest principiu (prezentat simplificat) se produc o serie de sisteme, avînd în plus diferite reacții și funcții, în general pentru puteri mai mici (de ex. 3 ... 4 kW).

Pentru puteri mai mari, în acționările principale, schemele devin mai complexe. Ca exemplu se redă schema-bloc a *ACE* (construcție I.P.A. — București), de la strungul carusel SC-2500 (fig. 3.53, *c*) și la care s-a recurs pentru a varia din mers și sub sarcină turația în funcție de diametrul curent de prelucrare, care la carusele se schimbă apreciabil în timpul unei treceri. Se realizează variația tensiunii U_{ar} cu $\varnothing$=constant la turații mici și U_{ar} — variabil, $\varnothing$ — scăzător la turații mari.

— Sistemele cu tiristori (*TU-M*) sau tranzistor (*RT-M*) au gabarite și greutăți mai mici, randament mai bun și calități dinamice superioare, însă cost mai mare, exploatare mai pretențioasă. În prezent numai cca 1/3 din *ACE* sînt cu tiristor sau tranzistori, dar procentul lor este în creștere rapidă datorită îndeosebi calităților dinamice necesare *MU* cu *CN*. În sistemele cu tiristori (*TI*) aceștia constituie redresoare comandate prin variația punctului de deschidere (numit și „de aprindere") pe semiperioade de tensiune, ceea ce necesită blocuri speciale de comandă, de obicei cu impulsuri dreptunghiulare. Valoarea medie a tensiunii redresate se obține din aplatisarea părților de semiperioade. Compunerea unei *ACE* cu tiristori se vede în figura 3.54, *a*. Diferitele reacții, ca de exemplu după viteză cu tahogeneratorul *TG*, se transmit după amplificare la blocul de comandă *BC1*. Excitația *EX* a *EMCC* (deci diminuarea fluxului) se comandă separat de la *BC4*. Se observă că alimentarea este direct de la rețea, fără transformator. Impulsurile de curent, de 150/sec la f= 50 Hz și redresare trifazată, avînd valori maxime mult peste cea medie, provoacă variații fine ale momentului *EMCC* și rapiditate limitată la cca 0,1 sec.

Scanned with OKEN Scanner



Rn – regulator de turație
RJ – regulator de curent
TJ – traductor de curent
VA – valoarea de referință a vitezei de așchiere
ABT – amplificator basculant cu tranzistori
BFn – bloc de formare a turației necesare
ϕ_p – diametrul curent de prelucrare (dela sănii)

Fig. 3.53

Scanned with OKEN Scanner

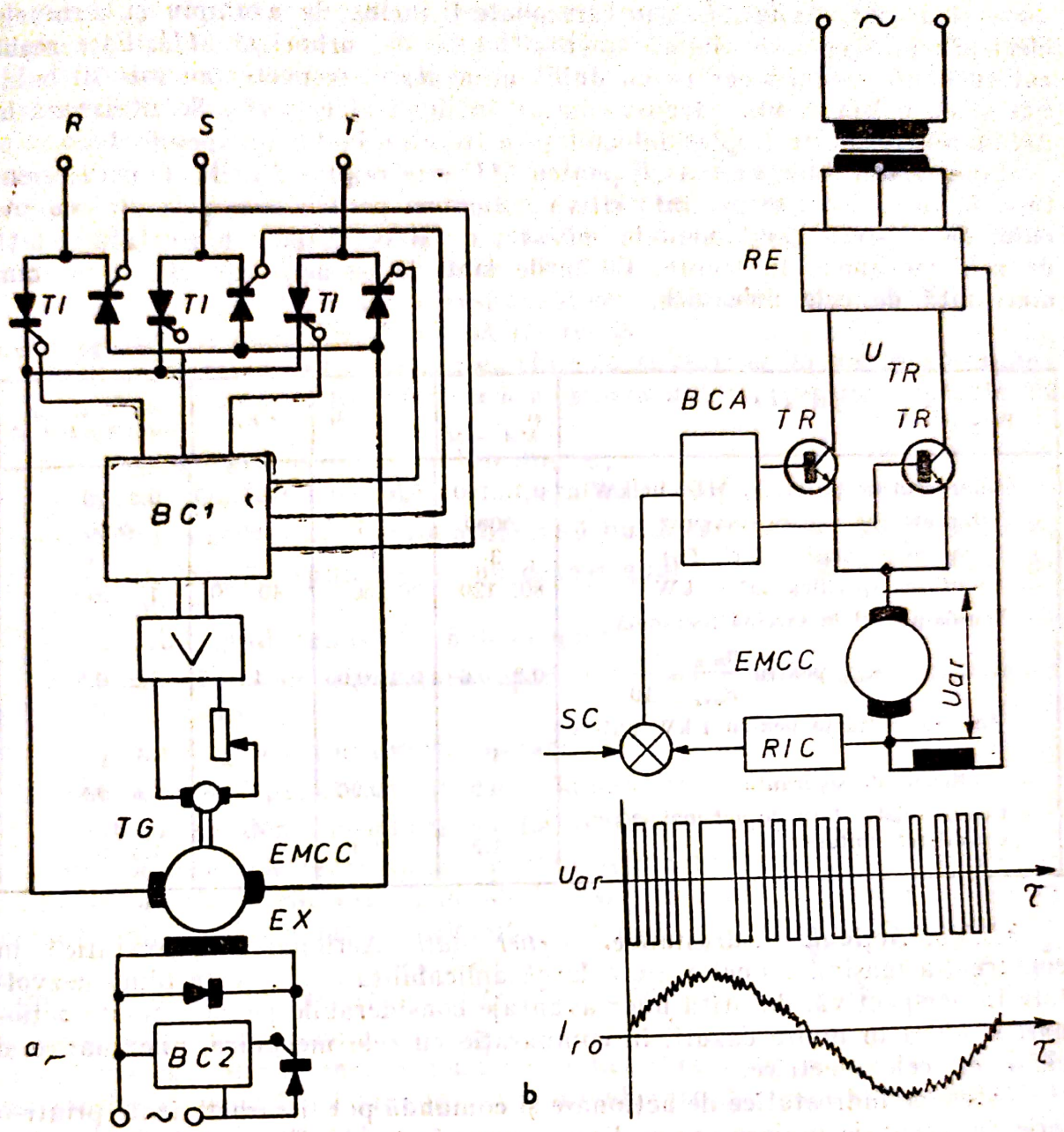


Fig. 3.54

Sistemele cu tranzistori (*RT-M*) elimină limitările menționate. Principiul lor se bazează pe modulația de lățime a impulsurilor, care se realizează cu tranzistorii *TR* (fig. 3.54, *b*) ce primesc tensiunea U_{TR} — constant de la un redresor *RE*. Tranzistorii pot fi închiși și deschiși (în regim de comutație) cu mare frecvență, de la blocul de comandă și amplificare *BCA*, obținîndu-se o tensiune rotorică — U_{ar} asemenea celei din figură, de 1 ... 25 KHz și care reduce foarte mult pulsațiile de curent I_{ro} la motor (fig. 3.54, *b*) permițînd și rapidități de milisecunde față de semnalul de comandă *SC*. Curentul I_{ro} este controlat cu reacția inversă de curent *RIC*. Soluția necesită evident tranzistori de mare putere. Se construiesc astfel de *ACE* de exemplu pînă la 10 kW cu avantaje verificate industrial.

Scanned with OKEN Scanner

— Mai sînt şi alte *ACE*, în care poate fi inclus de exemplu şi „arborele electric", prin care se asigură sincronismul a doi arbori ai *MU*. Este realizat cu două maşini sincrone cu dublă alimentare, respectiv cu rotorul bobinat şi cu colector, una „transformator" a doua „receptor". Se utilizează la *MU* mari, însă este treptat înlocuit prin trecerea la *LC* independente.

Comparaţia diferitelor *ACE* pentru *MU* este relativ dificilă. Pentru orientare, în tabelul 3.3 se prezintă cîţiva indicatori pentru sistemele mai cunoscute. Se observă randamentele scăzute, ca şi la sisteme hidrostatice, faţă de cele mecanice, în trepte. Costurile sînt de asemenea de cîteva ori mai mari faţă de cele mecanice.

TABELUL 3.3

Parametrul / Tipul *ACE*	*G — M* şi *MA — M*	*AM — M*	*CEA*	Cu *Ti* şi *TR* (*EMAT* şi *EMCC*)
— Intervalul de puteri la *MU*, în kW	0,1...150	0,05...60	0,25...15	0,8...20
— Intervalul de reglare (maxim)	20000	100	50	6000
— Numărul de maşini (fără *TG*)	3	1	2	1
— Greutatea specifică daN/1 kW	80...120	30...50	40...60	10...20
— Randamentul în sarcină nominală la n_{min} şi n_{max} pentru $\frac{n_{min}}{n_{max}} = \frac{1}{10}$	0,2...0,6	0,2...0,65	0,1...0,7	0,2...0,8
— Puterea instalată pentru 1 kW putere la *EMT*	4	1	2	1
— Coeficient de siguranţă	0,9	0,96	0,9	0,6...0,8
— Costul relativ faţă de cel mai ieftin, considerat unitate	1,2	1,4	1	1,5...6

3.3.3.3. **Acţionări hidrostatice.** *Generalităţi.* Acţionarea hidrostatică în construcţia maşinilor-unelte are o largă aplicabilitate şi este în plină dezvoltare în perspectivă, datorită unor avantaje considerabile pe care aceste acţionări le oferă în multe cazuri, în comparaţie cu cele mecanice, pneumatice şi chiar cu cele electrice.

Sistemele hidrostatice de acţionare şi comandă pot fi caracterizate printr-o serie de avantaje majore ca: realizarea unor forţe şi puteri mari cu elemente avînd gabarite mici; obţinerea uşoară şi cu elemente simple a mişcării rectilinii cu valori între limite largi; posibilitatea uşoară a reglării continue a parametrilor cinematici şi de putere; oferă largi posibilităţi de automatizare; nu necesită sisteme de ungere; funcţionează cu zgomot şi vibraţii reduse; conferă o dinamică bună a acţionării: majoritatea elementelor sînt tipizate şi se execută în serie de unităţi specializate; permite eliminarea uşoară a căldurii din zona de lucru; transferă semnalul de comandă cu viteză mare etc. Desigur prezintă şi unele dezavantaje ca: modificarea parţială a caracteristicilor fizice sub influenţa variaţiei temperaturii; compresibilitatea mediului; dificultatea realizării acţionărilor cu viteze mici, datorită elasticităţii lichidului; tehnologia de fabricaţie şi exploatare pretenţioasă etc.

Lichidele utilizate şi proprietăţile lor. Alegerea lichidului corespunzător din circuitele de acţionare şi comandă ale maşinilor-unelte are o importanţă echivalentă cu însăşi construirea corectă a circuitului propriu-zis.

Scanned with OKEN Scanner

Pentru a obține o acționare (corespunzătoare) satisfăcătoare cu un randament hidraulic optim al instalației este necesar ca în circuitele hidraulice să se utilizeze un mediu hidraulic care să transmită energia parțială cu pierderi minime. Practica a demonstrat că numai unele din uleiurile minerale se comportă în mod corespunzător ca mediu hidraulic pentru transmiterea energiei. În cazul unor circuite cu caracteristici deosebite se utilizează uleiuri sintetice cu proprietăți superioare uleiurilor minerale.

Lichidul utilizat în circuitele hidraulice de acționare a mașinilor-unelte trebuie să îndeplinească următoarele condiții:

- să aibă o vîscozitate corespunzătoare dinamicii acționării;
- gradul de compresibilitate să fie redus;
- să-și mențină calitățile fizice, chimice și termice la valori corespunzătoare, în condiții diferite de temperatură și presiune, apărute în sistem;
- să aibă bune proprietăți lubrifiante;
- să nu degajeze vapori la temperaturile obișnuite de lucru;
- să nu conțină, să nu absoarbă și să nu degaje aer în cantitate mare;
- să nu formeze spumă și să nu degaje gudroane la valori normale de laminare;
- să aibă grad redus de hidroscopie;
- să nu provoace coroziunea aparatajelor și deteriorarea elementelor de etanșare;
- să nu conțină impurități mecanice;
- să aibă un punct ridicat de inflamabilitate;
- viteza de dezemulsionare să fie corespunzătoare.

Uleiurile minerale recomandate pentru acționarea hidraulică a mașinilor-unelte și caracteristicile principale ale lor, sînt indicate în standarde. Dintre uleiurile minerale cele mai uzuale sînt cele care au: vîscozitatea convențională 1,8 ...5,5°E la 50°C; greutatea specifică la 15°C: 0,895 ... 0,900 g/cm³; punctul de inflamabilitate 185 ... 210°C; viteza de dezemulsionare 1 ... 2 minute.

Compresibilitatea lichidelor din circuitele hidraulice nu trebuie trecută cu vederea, mai ales în cazul coloanelor de lichid cu lungime mare. Sub acțiunea presiunii, uleiurile își micșorează volumul, introducînd o eroare în deplasarea elementului acționat.

Variația de volum care ia naștere sub acțiunea presiunii, utilizînd notațiile din figura 3.55, se poate determina cu formula:

$$\Delta V = V_1 - V_2 = \beta_V V_1 (p_2 - p_1) = \beta_V V_1 \Delta p, \qquad (3.157)$$

în care V_1 este volumul uleiului la presiunea p_1, în cm³; V_2 — volumul uleiului la presiunea p_2, în cm³; β_V — coeficientul mediu de compresibilitate volumică, în cm³/daN.

Coeficientul β_V variază în funcție de presiune și temperatură; valorile lui pentru presiunea uleiului pînă la 50 daN/cm², sînt trecute în tabelul 3.4 pentru diferite valori ale temperaturii.

TABELUL 3.4

t°C	0	20	40	60	80...100
β_V	$60 \cdot 10^{-6}$	$68 \cdot 10^{-6}$	$77 \cdot 10^{-6}$	$96 \cdot 10^{-6}$	$108 \cdot 10^{-6}$

Scanned with OKEN Scanner

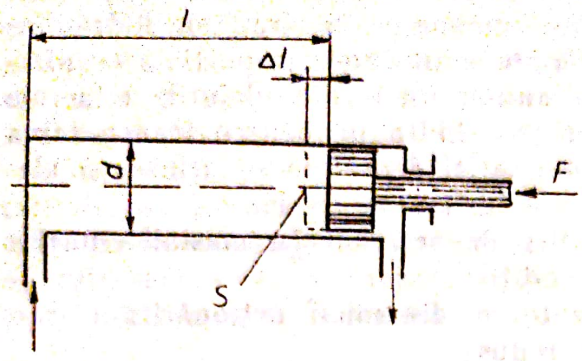


Fig. 3.55

În procesul de lucru, coloana de ulei (fig. 3.55), sub acțiunea forței F se micșorează cu:

$$\Delta l = \frac{V}{S} = \frac{V_1}{S} \beta_V \Delta p, \qquad (3.158)$$

sau, considerînd secțiunea circulară, rezultă

$$\Delta l = l \beta_V \Delta p, \qquad (3.159)$$

în care Δl este micșorarea coloanei de lichid, în cm; l — lungimea coloanei de lichid, în cm; Δp — creșterea de presiune, în daN/cm².

În circuitele hidraulice de acționare la care se impune un înalt grad de stabilitate a vitezei în timp (deplasările de avans) este necesar a se ține seama de variația vîscozității uleiului în funcție de temperatură și de presiune.

Lichidele sintetice. Dintre lichidele sintetice în circuitele pentru acționarea mașinilor-unelte cel mai frecvent se utilizează uleiul de silicon. Uleiul de silicon prezintă o mare varietate de compoziții, majoritatea cu proprietăți superioare uleiurilor minerale. Siliconurile pot fi utilizate într-un domeniu foarte larg de variație a temperaturii fără să-și modifice vîscozitatea în mod sensibil.

Circuite hidrostatice de bază pentru acționarea mașinilor-unelte. Circuitele hidraulice pentru acționarea mașinilor-unelte prezentînd o complexitate crescîndă, modul lor de reprezentare cel mai comod este sub formă schematizată.

Pentru ca schema hidraulică să se poată citi ca un desen tehnic, reprezentarea schematică a aparatajelor trebuie să se facă în mod unitar, pe baza unor norme convenționale sau standarde (tab. 3.4).

Schema hidraulică și elementele ei componente trebuie să îndeplinească două condiții de bază: 1 — Schemele hidraulice și elementele ei (componente) să fie reprezentate astfel, încît funcționarea circuitelor să fie inteligibilă prin folosirea celor mai simple simboluri; 2 — Schemele hidraulice să rămînă clare chiar și în cazul cînd reprezintă cele mai complexe circuite de acționare și comandă.

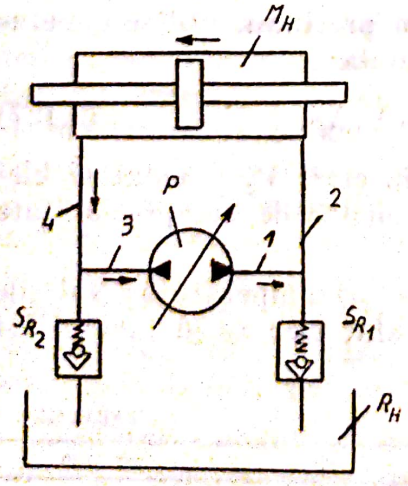


Fig. 3.56

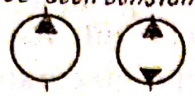
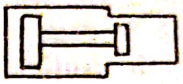
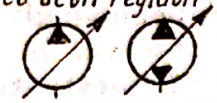
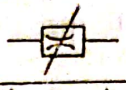
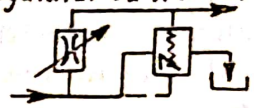
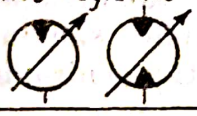
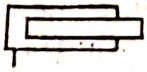
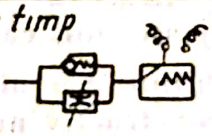
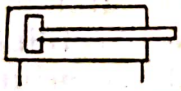
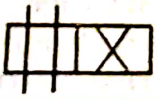
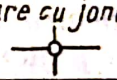
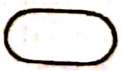
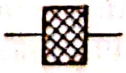
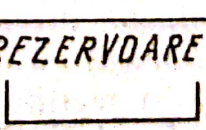
Circuite hidraulice închise. Ele se caracterizează prin circulația lichidului agent motor, între pompă — motor — pompă fără intermediul rezervorului hidraulic.

Cantitatea de lichid de valoare constantă introdusă în circuit este aspirată de pompa P și trimisă spre motorul hidraulic M_H prin conducta l (fig. 3.56), de unde după efectuarea unui lucru mecanic, este readusă într-un nou ciclu de funcționare prin pompa hidraulică.

Din cauza pierderilor volumetrice, cantitățile de ulei aspirate și refulate de pompă nu sînt riguros egale pe toate circuitele ei de funcționare, fapt pentru care este necesară

Scanned with OKEN Scanner

TABELUL 3.4

POMPE	REZISTENTE HIDRAULICE	SCHIMBĂTOARE DE CĂLDURĂ
Cu debit constant 	Diafragmă	AMPLIFICATOARE 
Cu debit reglabil 	Drasel 	
MOTOARE HIDRAULICE	Regulator cu două căi	CONDUCTE
Rotative nereglabile	Regulator cu trei căi 	De lucru'
Rotative reglabile 	RELEE ELECTRO-HIDRAULICE	De comandă
Oscilante	De presiune	De evacuare
Cilindru cu plonjor 	De timp 	Flexibilă
Cilindru cu piston 	DISTRIBUITOARE 	Încrucișare fără joncțiune
SUPAPE	ROBINETE	Încrucișare cu joncțiune 
Normal - închise	ACUMULATOARE 	COMENZI
Normal - deschise	FILTRE 	Cu arc
De sens unic	REZERVOARE 	Mecanice
		Manuale
		Electromagnetice
		Pneumatice
		Hidraulice

Scanned with OKEN Scanner

compensarea pierderilor volumetrice, dacă dorim să menținem debitul de lichid în circuit la o anumită valoare aproximativ constantă. Compensarea pierderilor volumetrice se realizează prin legarea circuitului hidraulic la un rezervor de compensare, sau la o pompă de compensare cu debit constant.

Circuite hidraulice deschise. Ele se caracterizează prin includerea rezervorului hidraulic în circulația lichidului agent motor, între pompă — motor — pompă. Lichidul este aspirat de pompa P_{DC} din rezervorul R_H și refulat prin conducta *2* în motorul hidraulic M_H, de unde după efectuarea lucrului mecanic revine în rezervorul hidraulic prin conducta de întoarcere *3* (fig. 3.57).

Circuitele hidraulice deschise conțin o cantitate de lichid mult mai mare decît cele închise, astfel în perioada de trecere prin rezervor se poate răci și prin aparataje adecvate se menține la o temperatură constantă reglată.

Circuite pentru mișcarea circulară. Circuitele hidraulice pentru mișcarea circulară asigură alimentarea cu lichid a unui motor hidraulic rotativ în condițiile impuse de procesul de lucru. Motorul hidraulic rotativ poate forma un sistem cinematic pentru realizarea mișcării principale, de avans sau de comandă, în lanțul cinematic al mașinii-unelte.

Alimentarea motorului hidraulic rotativ cu lichid sub presiune se poate face în circuitul închis de către o pompă avînd o construcție similară cu a motorului, formînd în acest caz un „angrenaj hidraulic" sau în circuit deschis, utilizînd o pompă cu debit constant și aparataje hidraulice adecvate pentru comanda motorului hidraulic (fig. 3.58).

Domeniul de utilizare a motoarelor hidraulice rotative este limitat în ceea ce privește turațiile înalte, datorită pierderilor mari de presiune, care sînt direct proporționale cu pătratul vitezei de curgere a lichidului; de asemenea și în ceea ce privește turațiile joase, din cauza instabilității la viteze mici.

Circuite pentru mișcarea rectilinie. Circuitele hidraulice pentru mișcarea rectilinie, din punct de vedere constructiv nu diferă substanțial de cele pentru mișcarea circulară, decît prin motorul hidraulic utilizat. Totuși avînd în vedere că în construcția mașinilor-unelte acționate hidraulic răspîndirea cea mai largă o au sistemele pentru realizarea mișcării rectilinii, circuitele hidraulice ale acestora prezintă forme destul de variate și cu un înalt grad de complexitate.

Acționarea unui motor hidraulic pentru mișcarea rectilinie printr-un circuit deschis, este arătată în figura 3.59. Pompa cu debit constant P_{DC} refulează lichidul în conducta *1* la o presiune p_1 reglată prin supapa maximală *Vm*. Lichidul trecînd prin droselul D_R (aparataj de reglare a debitului), ajunge în conducta *2*, la o presiune p_2, acționînd motorul hidraulic M_H și deplasînd pistonul înspre dreapta. Lichidul aflat în spatele pistonului se reîntoarce prin conducta *3* la o presiune p_3 în rezervorul hidraulic R_H. Reglarea vitezei de deplasare a pistonului se face cu ajutorul droselului D_R strangulînd secțiunea de trecere a lichidului. Surplusul de lichid din circuit se reîntoarce în rezervorul hidraulic prin ventilul maximal *Vm*.

Circuite pentru mișcarea principală. Circuitele hidraulice pentru mișcarea principală în funcție de mașina-unealtă trebuie să asigure realizarea unei mișcări circulare sau a unei mișcări rectilinii. Deoarece prin mișcarea principală se asigură realizarea vitezelor de așchiere, problema principală care se pune acestor circuite este asigurarea unui debit suficient de mare la o

Scanned with OKEN Scanner

compensarea pierderilor volumetrice, dacă dorim să menținem debitul de lichid în circuit la o anumită valoare aproximativ constantă. Compensarea pierderilor volumetrice se realizează prin legarea circuitului hidraulic la un rezervor de compensare, sau la o pompă de compensare cu debit constant.

Circuite hidraulice deschise. Ele se caracterizează prin includerea rezervorului hidraulic în circulația lichidului agent motor, între pompă — motor — pompă. Lichidul este aspirat de pompa P_{DC} din rezervorul R_H și refulat prin conducta *2* în motorul hidraulic M_H, de unde după efectuarea lucrului mecanic revine în rezervorul hidraulic prin conducta de întoarcere *3* (fig. 3.57).

Circuitele hidraulice deschise conțin o cantitate de lichid mult mai mare decît cele închise, astfel în perioada de trecere prin rezervor se poate răci și prin aparataje adecvate se menține la o temperatură constantă reglată.

Circuite pentru mișcarea circulară. Circuitele hidraulice pentru mișcarea circulară asigură alimentarea cu lichid a unui motor hidraulic rotativ în condițiile impuse de procesul de lucru. Motorul hidraulic rotativ poate forma un sistem cinematic pentru realizarea mișcării principale, de avans sau de comandă, în lanțul cinematic al mașinii-unelte.

Alimentarea motorului hidraulic rotativ cu lichid sub presiune se poate face în circuitul închis de către o pompă avînd o construcție similară cu a motorului, formînd în acest caz un „angrenaj hidraulic" sau în circuit deschis, utilizînd o pompă cu debit constant și aparataje hidraulice adecvate pentru comanda motorului hidraulic (fig. 3.58).

Domeniul de utilizare a motoarelor hidraulice rotative este limitat în ceea ce privește turațiile înalte, datorită pierderilor mari de presiune, care sînt direct proporționale cu pătratul vitezei de curgere a lichidului; de asemenea și în ceea ce privește turațiile joase, din cauza instabilității la viteze mici.

Circuite pentru mișcarea rectilinie. Circuitele hidraulice pentru mișcarea rectilinie, din punct de vedere constructiv nu diferă substanțial de cele pentru mișcarea circulară, decît prin motorul hidraulic utilizat. Totuși avînd în vedere că în construcția mașinilor-unelte acționate hidraulic răspîndirea cea mai largă o au sistemele pentru realizarea mișcării rectilinii, circuitele hidraulice ale acestora prezintă forme destul de variate și cu un înalt grad de complexitate.

Acționarea unui motor hidraulic pentru mișcarea rectilinie printr-un circuit deschis, este arătată în figura 3.59. Pompa cu debit constant P_{DC} refulează lichidul în conducta *1* la o presiune p_1 reglată prin supapa maximală *Vm*. Lichidul trecînd prin droselul D_R (aparataj de reglare a debitului), ajunge în conducta *2*, la o presiune p_2, acționînd motorul hidraulic M_H și deplasînd pistonul înspre dreapta. Lichidul aflat în spatele pistonului se reîntoarce prin conducta *3* la o presiune p_3 în rezervorul hidraulic R_H. Reglarea vitezei de deplasare a pistonului se face cu ajutorul droselului D_R strangulînd secțiunea de trecere a lichidului. Surplusul de lichid din circuit se reîntoarce în rezervorul hidraulic prin ventilul maximal *Vm*.

Circuite pentru mișcarea principală. Circuitele hidraulice pentru mișcarea principală în funcție de mașina-unealtă trebuie să asigure realizarea unei mișcări circulare sau a unei mișcări rectilinii. Deoarece prin mișcarea principală se asigură realizarea vitezelor de așchiere, problema principală care se pune acestor circuite este asigurarea unui debit suficient de mare la o

Scanned with OKEN Scanner

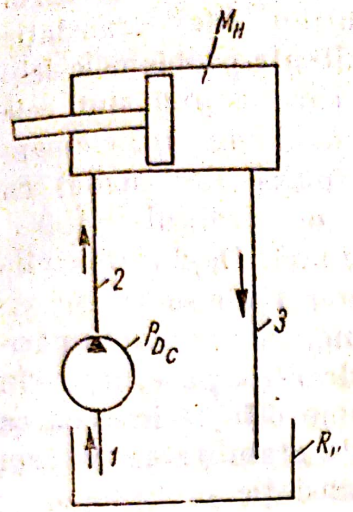


Fig. 3.57

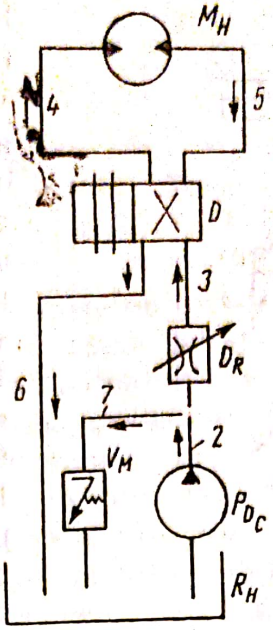


Fig. 3.58

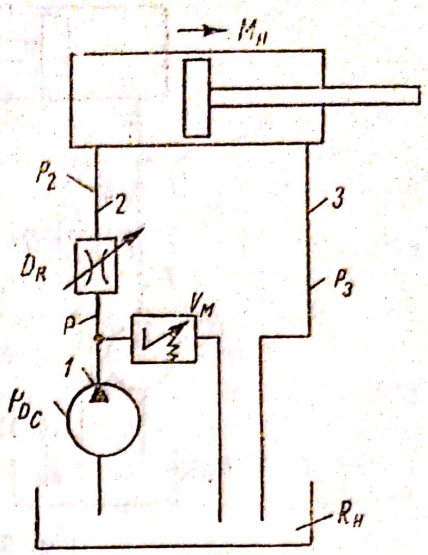


Fig. 3.59

presiune corespunzătoare învingerii forţelor de aşchiere şi a forţelor rezistente din funcţionarea sistemului.

Vitezele elementare de deplasare fiind suficient de mari nu se pun probleme deosebite în ceea ce priveşte stabilitatea acesteia, însă în cazul acţionărilor în mişcare rectilinie alternativă, la capetele curselor apar probleme în legătură cu dinamica inversării, punînd condiţii deosebite şi specifice mişcării principale.

În figura 3.60 este reprezentată schema unui circuit hidraulic de acţionare a mişcării principale de la o maşină de rabotat. Pompa cu debit reglabil P_{DR} trimite lichid sub presiune prin distribuitorul D în motorul hidraulic M_H avînd mişcare rectilinie alternativă. Pistonul sub acţiunea lichidului se va deplasa, antrenînd cu sine masa de lucru a maşinii cu o viteză V_a corespunzătoare vitezei de aşchiere. Piesa fiind plasată pe masa maşinii va suferi procesul de aşchiere sub acţiunea sculei S_C. Realizarea diferitelor viteze de deplasare a mesei, impusă de regimul de aşchiere se obţine prin reglarea debitului refulat în circuitul hidraulic de către pompa P_{DR}. Cu ajutorul supapelor V_M se limitează presiunea maximă a lichidului din circuit, iar prin utilizarea supapei de reţinere V_R în conducta de refulare se creează o contrapresiune în spatele pistonului, evitîndu-se astfel apariţia unor şocuri dinamice pronunţate în procesul de funcţionare a motorului hidraulic.

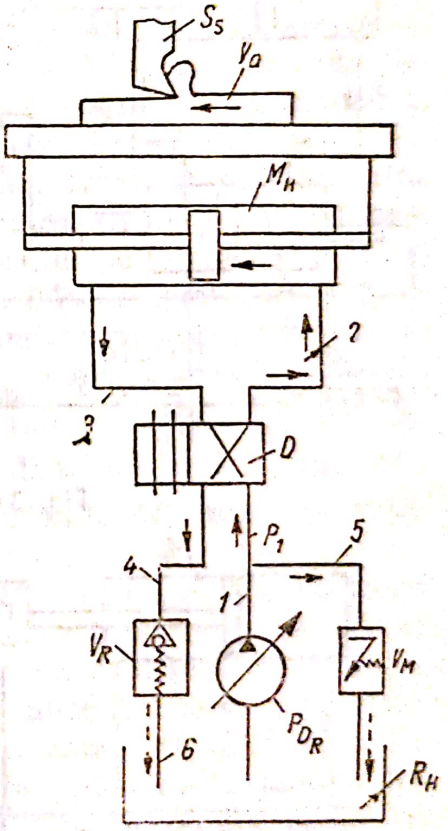


Fig. 3.60

Circuite pentru miscarea de avans. Circuitele hidraulice pentru mişcarea de avans sînt acele circuite care trebuie să asigure acţionarea motoarelor

Scanned with OKEN Scanner

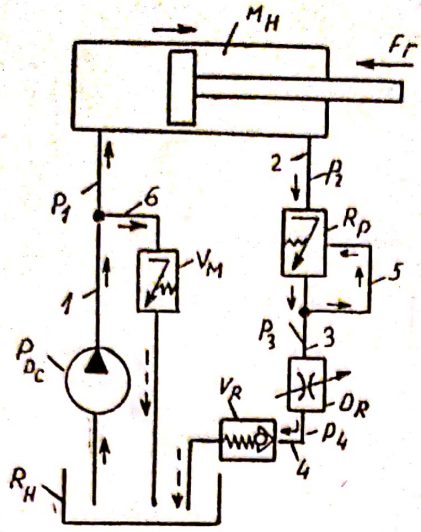


Fig. 3.61

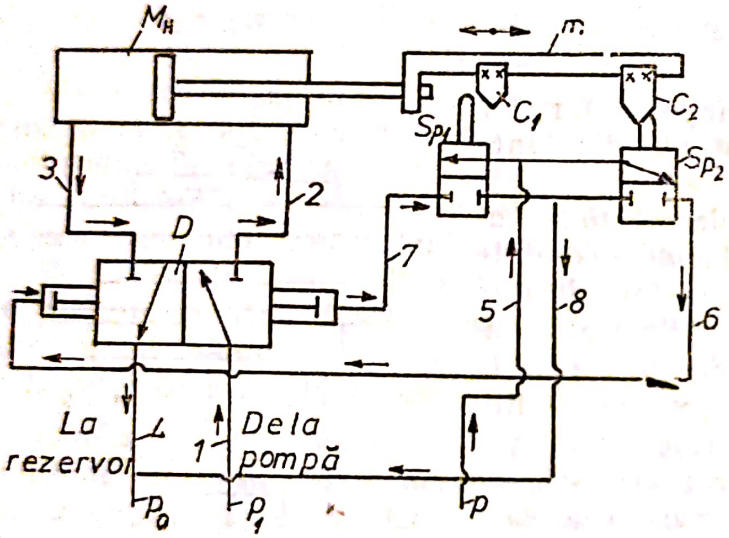


Fig. 3.62

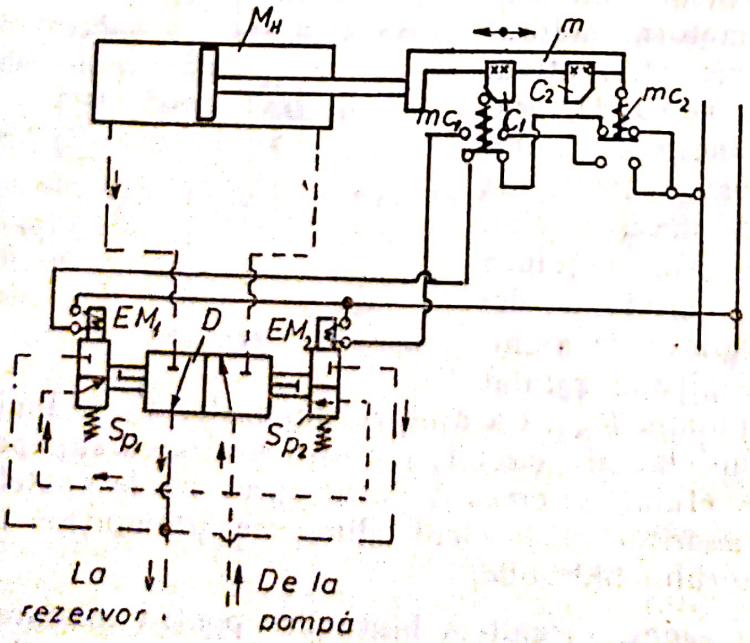


Fig. 3.63

hidraulice cu viteze mici sau foarte mici, corespunzătoare vitezelor de avans. În cazul avansurilor de translaţie intermitente, problemele deosebite care se pun sînt cele legate de deplasarea elementelor (piesa sau scula) cu valori de ordinul 1/100 ... 1/1000 mm. Deplasarea elementelor făcîndu-se cu viteze mici în cazul acţionărilor hidraulice pure, intervin probleme dificile în ceea ce priveşte stabilitatea vitezei de translaţie.

Avînd în vedere condiţiile deosebite care se pun circuitelor pentru mişcarea de avans, ele în general constituie scheme complexe, cu aparataje speciale de reglare, formînd în majoritatea cazurilor sisteme de acţionare combinate, hidromecanice, hidroelectrice, hidropneumatice etc.

În figura 3.61 este reprezentată schema circuitului hidraulic de acţionare a mişcării de avans rectiliniu, utilizînd regulator de presiune în conducta de întoarcere a motorului M_H.

Circuite pentru comandă şi reglare. Circuitele hidraulice pentru comanda şi reglarea maşinilor-unelte, formează sistemul cinematic de automatizare a ciclului de funcţionare a maşinii. În cazul unui grad redus de automatizare se foloseşte comanda locală, care de obicei este realizată pe cale manuală. Circuitele hidraulice de complexitate mai mare, necesită *telecomanda aparatajelor* plasate la di-

Scanned with OKEN Scanner

feritele părți ale ansamblului mașinii. Această comandă se poate efectua pe cale hidraulică, electrică, pneumatică sau, cum se obișnuiește mai frecvent, pe cale combinată.

În figura 3.62 se arată schema unui circuit hidraulic de comandă a sistemului de acționare a unui motor hidraulic rectiliniu cu mișcare alternativă. Pe masa mașinii sînt montate opritoarele limitatoare de cursă c_1 și c_2, care deplasîndu-se vor acționa unul din sertarele pilot S_{p_1}' sau S_{p_2} comandînd astfel deplasarea sertarului distribuitorului D înspre stînga sau dreapta, care la rîndul lui va permite trecerea lichidului sub presiune în motorul hidraulic M_H în sens corespunzător. Pentru o nouă comandă a unuia dintre limitatoarele de cursă, sistemul inversează sensul de deplasare a mesei.

Utilizarea comenzilor hidraulice pure se recomandă numai în cazul cînd viteza de deplasare a mesei mașinii este suficient de mare, iar precizia de inversare nu este mare. În cazul vitezelor mici (de avans) acționarea sertarului pilot nu se face suficient de rapid, din care cauză inversarea nu are loc în condiții optime. De asemenea, în cazul utilizării comenzilor hidraulice pure, circuitul de comandă trebuie să aibă sursă de lichid independent de lichidul de forță, pentru evitarea apariției unei comenzi false datorită eventualelor variații bruște ale presiunii din acest circuit. Scurgerile de lichid din circuitele de acționare în spațiile de comandă pot provoca de asemenea comenzi premature, din care cauză se recomandă ca organul comandat să fie deplasat și menținut în poziția dorită printr-o comandă permanentă, pe toată durata fazei respective și nu numai cu ajutorul unui impuls.

Dintre sistemele de comandă combinate, cele mai frecvent utilizate sînt circuitele electrohidraulice. În figura 3.63 este reprezentată schema unui circuit electrohidraulic de comandă a inversării sensului de deplasare a mesei unei mașini, acționată de un motor hidraulic pentru mișcare rectilinie. Impulsul de comandă este dat de unul din opritoarele limitatoare de cursă C_1 sau C_2 călcînd pe tija microcontactorului m_{c_1} sau m_{c_2}, care pune sub tensiune bobina electromagnetului EM_1 sau EM_2 de acționare a sertarelor pilot S_{p_1} sau S_{p_2}. Prin sertarele pilot se comandă hidraulic distribuitorul D, care permite accesul lichidului sub presiune în motorul hidraulic M_H realizînd acționarea acestuia în sensul comandat.

Sistemul electrohidraulic de comandă prezintă avantajul că răspunde rapid la impulsul primit, semnalul electric de comandă poate fi amplificat, cu care apoi poate fi comandat hidraulic adecvat. Acest sistem de comandă mai prezintă avantajul unei largi posibilități de automatizare, putîndu-se rezolva cele mai complexe scheme de acționare și comandă prin utilizarea de aparataje tipizate, realizîndu-se astfel și soluția optimă sub aspect economic. În construcția modernă a mașinilor-unelte cu acționare hidraulică și comandă electrohidraulică, schemele cu circuite cu mai multe pompe sînt preferate. Prin utilizarea acestor scheme se poate asigura o automatizare complexă, o acționare sigură în condiții energetice optime, obținîndu-se un înalt grad de precizie și calitate a suprafețelor pieselor prelucrate.

Utilizarea în același circuit a unei pompe pentru avansul de lucru și a alteia pentru deplasarea rapidă îmbunătățește în mod substanțial funcționarea circuitului; tot așa, în cazul mașinilor-unelte complexe cu mai multe motoare hidraulice, se recomandă ca circuitul de comandă să fie separat de circuitul de forță avînd alimentare independentă de la o pompă cu debit constant.

Scanned with OKEN Scanner

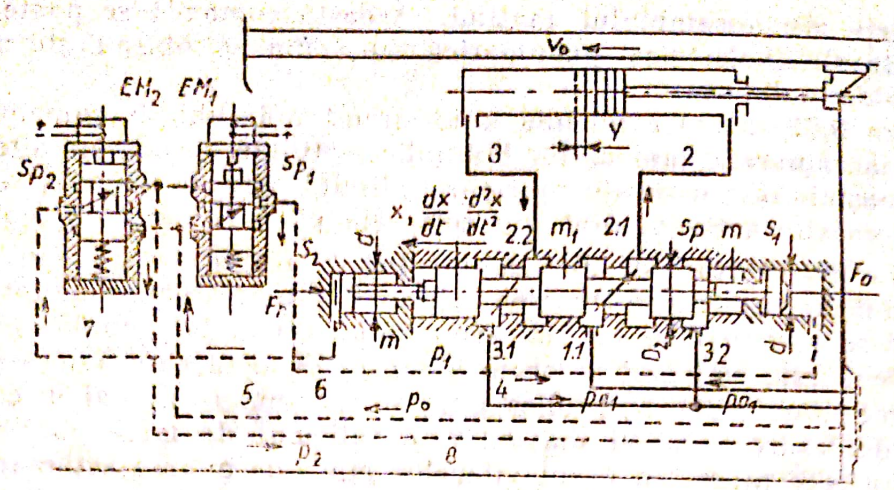


Fig. 3.64

Stabilitatea şi dinamica acţionării şi a comenzii motoarelor hidraulice liniare. Acţionarea şi comanda maşinilor-unelte, avînd un rol hotărîtor asupra calităţii pieselor prelucrate, funcţionarea corectă, stabilitatea mişcărilor, reducerea şocurilor şi a vibraţiilor la aceste maşini este de o importanţă capitală.

O atenţie deosebită trebuie acordată dinamicii sistemelor de inversare a motoarelor liniare. În figura 3.64 se prezintă sistemul electrohidraulic de inversare a unui motor hidraulic liniar. Diagrama vitezei motorului, în cadrul unei curse duble, este redată în figura 3.65. Perioada unei curse duble T însumează: t_{a_1} — timpul de accelerare; t_1 — timpul de lucru; t_{f_1} — timpul de frînare; t_{a_2} — timpul de accelerare pentru cursa de reversare; t_{r_2} — timpul cursei de reversare şi t_{f_2} — timpul de frînare. În perioada inversării motorului ($t_1 = t_{f_1} + t_{a_2}$), are loc o variaţie a acceleraţiei mişcării (fig. 3.66, curba *1*), care conform legilor dinamicii acţionărilor hidraulice, are ca şi consecinţă o variaţie a presiunii lichidului din motor (fig. 3.66, curba *2*). Această modificare aduce după sine şocuri şi vibraţii în sistemul acţionat şi ca atare degradează calitatea acţionării, motiv pentru care definirea parametrilor întregului sistem trebuie făcută cu mult discernămînt.

Pentru o dinamică bună a inversării, condiţionînd o variaţie parabolică a acceleraţiei în perioada de inversare a motorului (curba *1*, fig. 3.66), se poate scrie:

$$\frac{d^2y}{dt^2} = at^2 + bt + c. \qquad (3.160)$$

Determinînd din (3.160) relaţiile pentru viteză şi spaţiu, impunînd condiţiile iniţiale:

pentru $t=0$ $\frac{d^2y}{dt^2}=0$; $\frac{dy}{dt}=v_0$ şi $y=0$, iar

pentru $t=t_0$ $\frac{d^2y}{dt^2}=0$; $\frac{dy}{dt}=0$ şi $y=y_0$,

se obţin constantele a, b şi c.

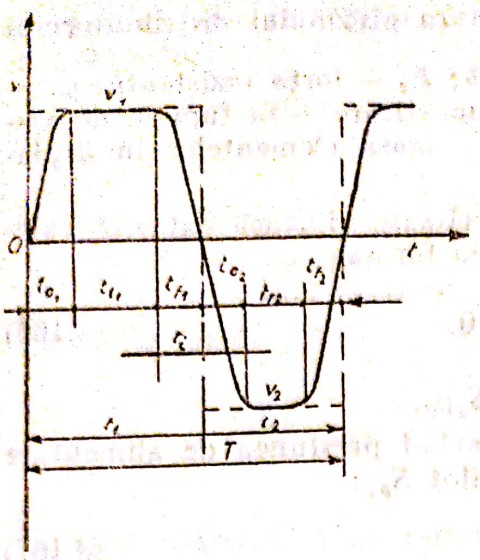


Fig. 3.65

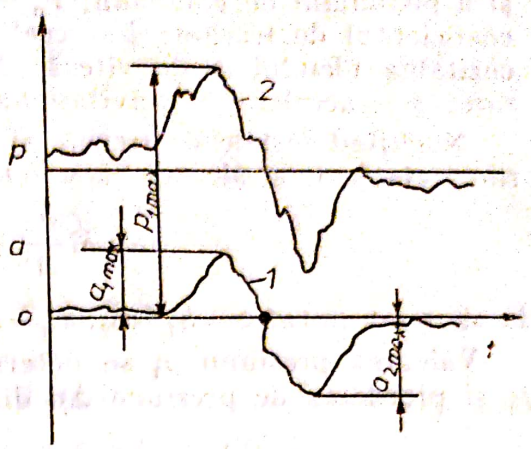


Fig. 3.66

Introducînd aceste constante în (3.160) relația accelerației are forma

$$\frac{d^2y}{dt^2}=6v_0\left(\frac{t^2}{t_0^3}-\frac{t}{t_0^2}\right). \tag{3.161}$$

Accelerația are valoarea maximă cînd derivata funcției (3.161) se anulează, deci:

$$\frac{\partial}{\partial t}6v_0\left(\frac{t^2}{t_0^3}-\frac{t}{t_0^2}\right)=0, \text{ sau } 6v_0\left(\frac{2t}{t_0^3}-\frac{1}{t_0^2}\right)=0,$$

de unde

$$t=\frac{t_0}{2}, \tag{3.162}$$

în care t_0 este timpul de frînare, t_{f_1}.

Înlocuind în (3.161) pe (3.162) relația accelerației maxime are forma:

$$\left(\frac{d^2y}{dt^2}\right)_{max}=a_{max}=\left|\frac{3}{2}\quad\frac{v_0}{t_0}\right|, \tag{3.163}$$

din care

$$t_0=\frac{3}{2}\quad\frac{v_0}{a_{max}}, \tag{3.164}$$

unde v_0 este viteza medie de regim a motorului hidraulic M_H.

Considerînd sistemul de comandă electrohidraulică a unui motor hidraulic rectiliniu M_H, pe baza notațiilor din figura 3.64 se scrie următoarea relație de echilibru

$$M\left(\frac{d^2x}{dt^2}+\mu_s g\right)+\psi\frac{dx}{dt}+F_r-F_a=0, \tag{3.165}$$

în care $\frac{d^2x}{dt^2}$, $\frac{dx}{dt}$ este accelerația, respectiv viteza pistonului distribuitorului și a pistonului de comandă; F_a — forța activă; F_t — forța rezistentă; μ_s — coeficientul de frecare; ψ — coeficientul de amortizare — în funcție de viscozitatea uleiului și de viteză; $M=m_1+2m$ — masa elementelor în deplasare; g — accelerația gravitațională.

Neglijînd forțele de frecare și cele de amortizare vîscoasă datorită valorilor relativ mici ale acestora, relația (3.165) ia forma

$$M\frac{d^2x}{dt^2}+S(p_2-p_1)=0, \tag{3.166}$$

în care s-a notat $S=S_1=S_2$, $F_a=S_1p_1$ și $F_r=S_2p_2$.

Valoarea presiunii p_1 se determină considerînd presiunea de alimentare p_0 și pierderea de presiune Δp din sertarul pilot S_{p_1}:

$$p_1=p_0-\Delta p. \tag{3.167}$$

Pierderea de presiune Δp, datorită rezistenței hidraulice a sertarului pilot Sp_1, se determină cu relația:

$$\Delta p=k_1Q_p^2. \tag{3.168}$$

Debitul Q_p care trece prin sertarele pilot Sp_1, respectiv Sp_2, se determină, considerînd viteza medie de deplasare a pistonului distribuitorului:

$$Q_p=S\frac{dx}{dt}. \tag{3.169}$$

Înlocuind relațiile (3.169) și (3.168) în (3.167) se obține:

$$p_1=p_0-k_1S^2\left(\frac{dx}{dt}\right)^2. \tag{3.170}$$

Deoarece Sp_2 este similar cu Sp_1, rezultă că

$$p_2=\Delta p=k_1Q_p^2=k_1S^2\left(\frac{dx}{dt}\right)^2. \tag{3.171}$$

Utilizînd relațiile (3.171) și (3.170) ecuația ia forma:

$$\frac{d^2x}{dt^2}+\frac{2k_1S^3}{M}\left(\frac{dx}{dt}\right)^2-\frac{S_{p_0}}{M}=0. \tag{3.172}$$

Rezolvînd ecuația diferențială (3.172) se obține deplasarea pistonului distribuitorului de forma:

$$x=\frac{M}{2k_1S^3}\ln ch\frac{s^2\sqrt{2k_1p_0}}{M}t.$$

Notînd cu $A_1=\frac{M}{2k_1S^3}$ și $A_2=\frac{S^2\sqrt{sk_1p_0}}{M}$, rezultă:

$$x=A_1\ln chA_2t. \tag{3.173}$$

Din ecuația (3.173) se determină timpul de inversare a pistonului distribuitorului:

$$t=t_d=\frac{1}{A_2}\,arche^{\frac{x}{A_1}}, \tag{3.174}$$

în care x este cursa de inversare a pistonului distribuitorului, în cm.

Luînd în considerare compresibilitatea mediului hidraulic, viteza de propagare a șocului hidraulic, elasticitatea conductelor etc., practic se poate considera $t_0=t_d$, pentru care din (3.173) și (3.174) rezultă:

$$a_{max}=\frac{3v_0A_2}{2\,arche^{\frac{x}{A_1}}}=\frac{3v_0S^2\sqrt{2k_1p_0}}{2\,Marche^{\frac{x}{A_1}}}. \tag{3.175}$$

Din relația (3.175) putem determina expresiile pentru:

$$M=\frac{3\,v_0S^2\sqrt{2k_1p_0}}{2a_{max}arche^{\frac{x}{A_1}}}; \tag{3.176}$$

$$v_0=\frac{2\,a_{max}Marche^{\frac{x}{A_1}}}{3S^2\sqrt{2k_1p_0}}; \tag{3.177}$$

$$S=\frac{3v_0p_0}{4x\,a_{max}\sqrt{2k_1p_0}}; \tag{3.178}$$

$$p_0=\frac{32k_1a^2_{max}x^3S^2}{9v_0^2}. \tag{3.179}$$

Valoarea lui x [cm] se determină în funcție de debitul de lichid necesar motorului hidraulic MH și de parametrii dimensionali ai distribuitorului (v. cap. 2.3.3), iar valoarea lui k_1 este o caracteristică a sertarului pilot care de obicei se indică de uzina furnizoare.

Din cele tratate se constată că relația (3.175) caracterizează corelația dintre sistemul de comandă și dinamica acționării motorului hidraulic prin parametrii cinematici și dimensionali a_{max}, v_0, k_1, p_0, S, x și M.

Relațiile (3.175) ... (3.179) se pot utiliza fie în faza de proiectare a circuitului hidraulic de acționare și comandă a mașinii-unelte — pentru determinarea parametrilor p_0, S și M în funcție de accelerația maximă admisă a_{max} și limitele vitezei v_0 — fie în faza de omologare a prototipului mașinii, cînd, în dependență de condițiile efective și de verificare (prin măsurare) a accelerației maxime, se determină presiunea p_0 de alimentare a sistemului de comandă.

Pot fi construite asemenea sisteme de comandă electrohidraulice a inversării motoarelor hidraulice rectilinii, care în mod automat, prin reglarea presiunii de alimentare p_0 în funcție de viteza de regim v_0 a motorului hidraulic (sau de debitul de lichid care alimentează motorul), asigură o valoare maximă a accelerației, a_{max} — limitată.

Scanned with OKEN Scanner

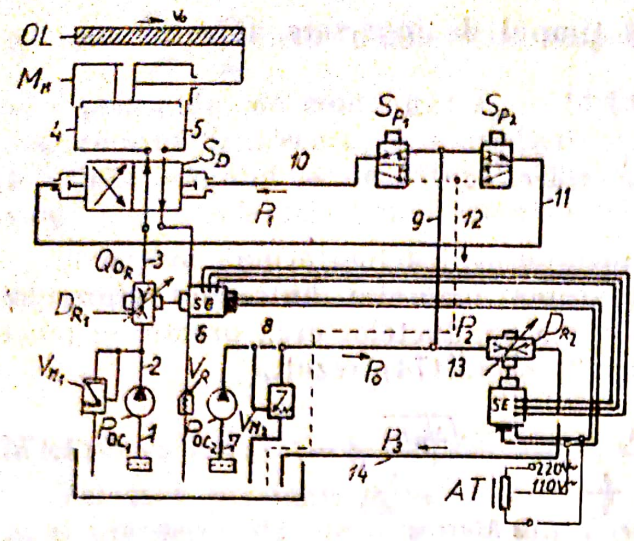


Fig. 3.67

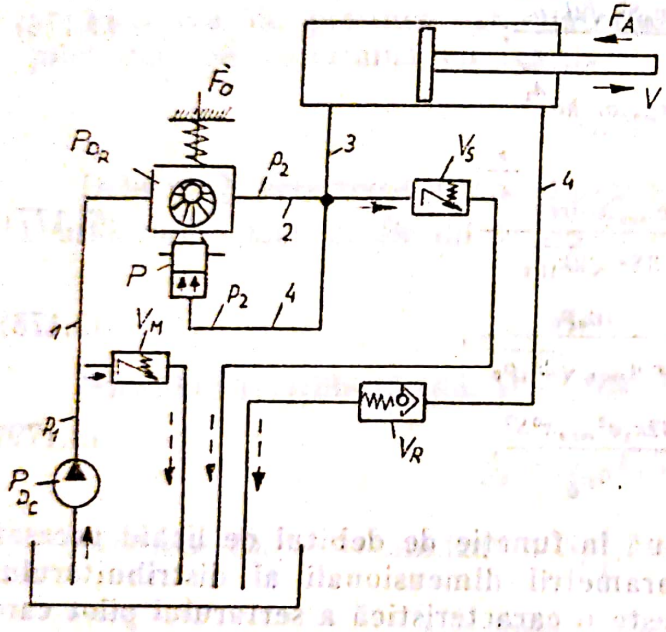


Fig. 3.68

În figura 3.67 este reprezentat un sistem de comandă electrohidraulic a motoarelor liniare cu accelerație maximă de inversare limitată. Sistemul folosește ca semnal de intrare pentru reglare poziția funcțională a elementului D_{R_1} de limitare a debitului Q_{D_R}, cu care se alimentează motorul hidraulic M_H. Este cunoscut că viteza de deplasare v_0 a organului de lucru este proporțională cu valoarea debitului Q_{D_R}.

Elementul traductor de poziție a droselului D_{R_1} este un selsin generator SG, care primește alimentare de la rețea prin transformatorul T și acționează asupra selsinului de execuție SE și prin acesta se reglează poziția funcțională a droselului D_{R_2}.

Droselul D_{R_2} în funcție de semnalul primit reglează valoarea presiunii p_0 de alimentare a sertarelor pilot S_{p1} și S_{p2}, asigurînd astfel de fiecare dată limitarea accelerației de inversare a motorului hidraulic MH la valoarea dorită, în funcție de viteza de regim v_0 conform relației (3.175).

Circuite cu reglare pentru forță de așchiere constantă. În cazul acționării unor mașini-unelte la care este caracteristică o variație mare a forțelor de așchiere datorită variației adaosului de prelucrare sau a secțiunii așchiei (mașini de debitat, mașini de frezat, mașini de rectificat etc.), se pot constitui circuite hidraulice care prin reglarea automată a avansului (a debitului introdus în motorul hidraulic) menține forța de așchiere constantă, asigurînd astfel o explorare energetică optimă a sistemului de acționare.

În figura 3.68 este reprezentată schema principială a unui circuit hidraulic cu reglare pentru forță constantă de așchiere. Ca semnal de comandă este utilizată variația de presiune a lichidului din motorul M_H, care este sub acțiunea forței de așchiere F_A. Circuitul este alimentat de către o pompă cu debit constant P_{D_C}, care trimite lichid în conducta *1*, de unde pompa cu debit reglabil P_{D_R} absoarbe o cantitate și trimite la o presiune p_2 la motorul hidraulic M_H. Reglarea pompei P_{D_R} se face cu arcul A, astfel încît pentru cazul

Scanned with OKEN Scanner

sistemului în repaus (presiune zero), debitul să fie maxim. Considerînd forțele de frecare constante, în procesul de lucru presiunea lichidului — pentru avansul reglat căruia îi corespunde o forță constantă F_A — va fi p_2. Această presiune p_2 acționează asupra unui piston P, care poate modifica debitul pompei P_{D_R} pentru oricare schimbare a lui p_2. Astfel, dacă variază adaosul de prelucrare în sensul măririi secțiunii așchiei, forța F_A are tendința de creștere, în consecință și presiunea p_2, fapt care modifică excentricitatea pompei P_{D_R} reducînd debitul refulat în motorul M_H, deci și valoarea avansului. Prin reducerea avansului secțiunea așchiei rămîne constantă, în consecință și valoarea forței de așchiere F_A. Pentru o creștere în continuare a presiunii p_2, debitul pompei P_{D_R} scade, putînd ajunge pînă la zero. Circuitul hidraulic este protejat prin supapa de siguranță V_S, iar surplusul de lichid debitat de pompa P_{D_C} se reîntoarce prin supapa maximală V_M în rezervorul R_H.

3.4. Determinarea parametrilor EMT de acționare

Este necesar să se stabilească turația nominală n, treptele de turații sau turațiile limită n_{max} și n_{min}, puterea nominală P_n, rapoartele (2.1, *b*), caracteristicile mecanice și tipul constructiv. La proiectarea operațiilor tehnologice se verifică P și eventual n.

3.4.1. Alegerea turațiilor

Aceasta se face odată cu prelucrarea LC respectiv, deci pe considerente cinematice. La proiectări tehnologice se alege din cele existente, astfel ca să se evite vibrațiile. În tot intervalul $n_{max} \dots n_{min}$, EMT nu trebuie să aibă vibrații peste 0,02 ... 0,05 mm (conform standardelor ASA).

3.4.2. Stabilirea puterilor

La proiectarea MU sau a unei operații tehnologice stabilirea puterilor se face pe baza valorii puterilor necesare în fiecare fază a ciclului de lucru a MU, inclusiv de mers în gol. Calculul puterilor utile — P_u, se conduce în funcție de încărcarea din procesul de lucru, care este relativ cunoscută numai la MU speciale și agregate, pentru celelalte admițîndu-se diferite convenții și comparații. La proiectarea tehnologiilor, P_u se determină pe baza forțelor maxime admisibile de către sistemul tehnologic elastic (STE) și a vitezelor de așchiere. În general:

$$P_u = P_{up} + \sum_{i=1}^{i=K} P_{uai} \text{ [W], unde } P_{up} \geqslant \sum_{i=1}^{i=K} P_{uai}, \qquad (3.180)$$

în care P_{up} este pentru mișcarea principală, iar P_{ua} pentru un avans. Inegalitatea din (3.180) este mai exagerată pentru un grup de procedee: strunjire,

Scanned with OKEN Scanner

găurire, alezare, rectificare rotundă cu și fără vîrfuri, danturare cu cuțit-roată și cu freză melc, care au P_{ua} neglijabile. De exemplu la strunjire și găurire:

$$\sum_{i=1}^{i=K} P_{uai} = (0{,}005 \ldots 0{,}012) P_{up}; \qquad (3.181)$$

$$\sum_{i=1}^{i=K} P_{ua} = (0{,}01 \ldots 0{,}05) P_{up}.$$

Se observă că aproximările curente cuprind valori mai mari.

Puterea P_u pentru mișcări ajutătoare se determină pe baza forțelor și momentelor dinamice necesare accelerărilor VE pînă la V_R (timpii de accelerare sînt de cca 0,2 s ... 5s) și ai puterii pierdute în frecări P_f. Pentru același LC și aceeași MU, puterea P_f are o valoare și o pondere la mișcările ajutătoare și alta în faze de lucru.

Pierderile P_f sînt mult mai mari în faza începerii unei mișcări ghidate prin alunecare cu frecare mixtă, deoarece în timpul „dezlipirii" și la viteze foarte mici coeficientul de frecare — f_{01} este mult mai mare decît cel la viteza de regim — f_v, valoarea sa maximă *în mișcare*, fiind la viteza minimă — $f_s = f_{01} = f_0$, adică: $f_{01} > f_0 > f_v$, inegalitatea a doua ($f_0 > f_v$) menținîndu-se și la viteze foarte mici. Acestea se văd grafic în figura 3.69, *a*. Analog variază forțele de frecare — F_f și momentele M_f, grafic redate în figura 3.69, *b*. La aceste forțe și momente de frecare la $f_v = f_{01} = f_0$, se adaugă forța de dezlipire care se poate calcula cu relația:

$$F_{ds} = sa \ [\mathrm{N}], \qquad (3.182)$$

unde s este suprafața nominală de contact, în m^2; a — forța specifică de dezlipire, $a = (3 \ldots 5) \cdot 10^3$ [N/m^2].

Deci, de ex. forța de tragere — T_p la pornire pe un ghidaj, va fi:

$$T_p = F_{f0} + F_{ds}, \qquad (3.183, a)$$

unde F_{f0} este forța de frecare la pornire.

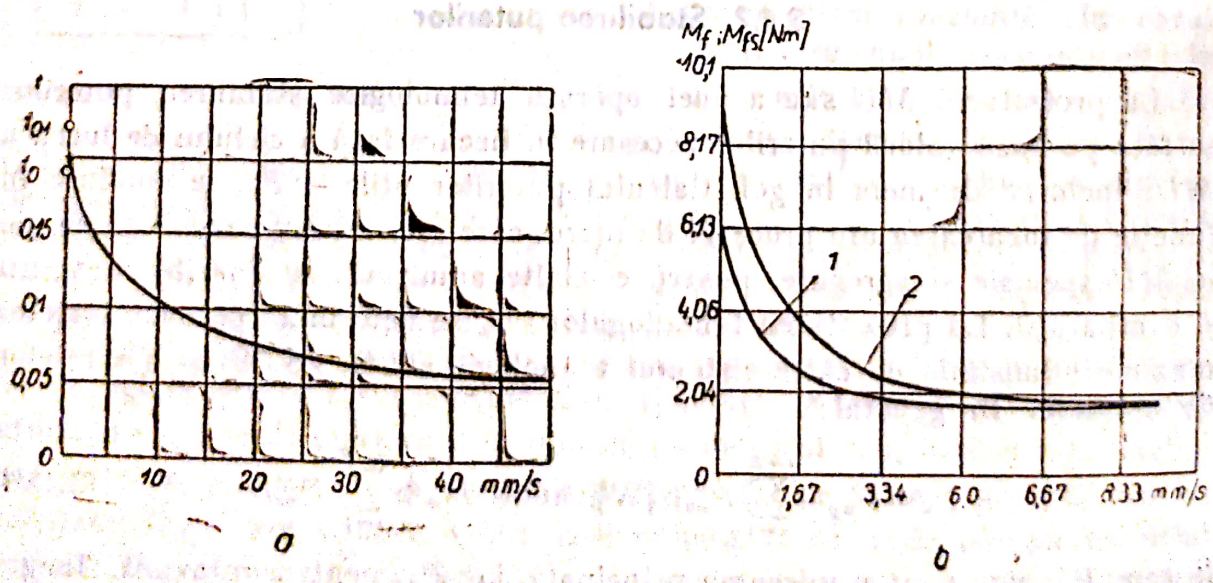


Fig. 3.69

Analog rezultă cuplul M_p la pornire pentru un S-P cu frecare mixtă din:

$$M_{dsp}=0{,}5\ d_m a S_{ax} \text{ și } M_s=\frac{T_p x U}{2\pi\eta_{fos\ p}}, \qquad (3.183, b)$$

adică $M_p=M_{dsp}+M_s$,
în care d_m este diametrul mediu al spirelor; S_{ax} — suprafața axială de contact pe lungimea spirelor din piuliță; u — pasul și η_{fosp} — randamentul S-P la $v=0$, calculat cu f_0, randament mai mic la viteze foarte mici. Frecările mărite la viteze foarte mici și variația coeficientului de frecare între f și f_0, provoacă mersul sacadat la verigi și LC avînd frecare mixtă. Avînd P_p și M_{dsp}, precum și valori analoage pentru tot LC, se pot calcula momentele totale la pornire, care nu sînt de neglijat.

3.4.3. Determinarea puterii nominale și a cuplului nominal

Se face pe baza cunoașterii puterii P_{em} și cuplului M_{em} care încarcă EMT respectiv și care rezultă din:

$$P_{em}=P_u+\Sigma P_f;\ \text{unde}\ P_u>P_{f0}-P_f. \qquad (3.184)$$

Inegalitatea trebuie satisfăcută cel puțin pentru acționările principale, la cele de avans fiind la multe inversă, deoarece de obicei $\eta_{total}=0{,}1\ldots0{,}3$, iar T_p și M_p (relațiile 3.183) au o cotă majoritară. Pentru ca EMT să funcționeze normal în orice regim de încărcare, trebuie să satisfacă două condiții și anume:

a — Cuplul său nominal — M_n și maxim M_{max} să satisfacă condiția:

$$0{,}85\ M_{max}=0{,}85 M_n\lambda\geqslant M_{em\ max}, \qquad (3.185, a)$$

în care λ este din (2.1, a), $M_{em\ max}$ — cuplul maxim de încărcare, iar coeficientul 0,85 asigură nedepășirea M_n, inclusiv la scăderi de 10% a tensiunii de alimentare.

b — Să asigure P_{em} astfel ca: $\tau^\circ=\tau^\circ_n-\tau^\circ_{ma}$, (3.185, b)

în care τ°_{ma} este temperatura mediului ambiant, τ°_n — temperatura de încălzire nominală a EMT și τ° — temperatura de încălzire peste cea a mediului ambiant.

În mod curent $\tau^\circ<60°C$, iar $\tau^\circ_{ma}\approx35°C$. Temperatura nominală τ°_n rezultă la funcționare de durată cu P_n, fiind o mărime limită. Încălzirea este dealtfel aceea care limitează încărcarea EMT-lor. Curbele de încălzire (a) și răcire (b) în timp au un caracter exponențial, ca în figura 3.70, unde τ_{st} este o temperatură stabilizată la P_n, deci pentru $t=\infty$, $\tau_{st}=\tau_n$, iar τ'_{st} corespunde la $P'<P_n$ de asemenea pentru $t=\infty$.

Pentru a determina P_n corect, adică în funcție de încălzire, sau pentru a verifica dacă P_n satisface un ciclu de lucru la MU, trebuie considerate regimurile de încărcare a EMT la MU și anume: constant de durată, variabil de durată, cu intermitență frecventă și cu intermitență rară.

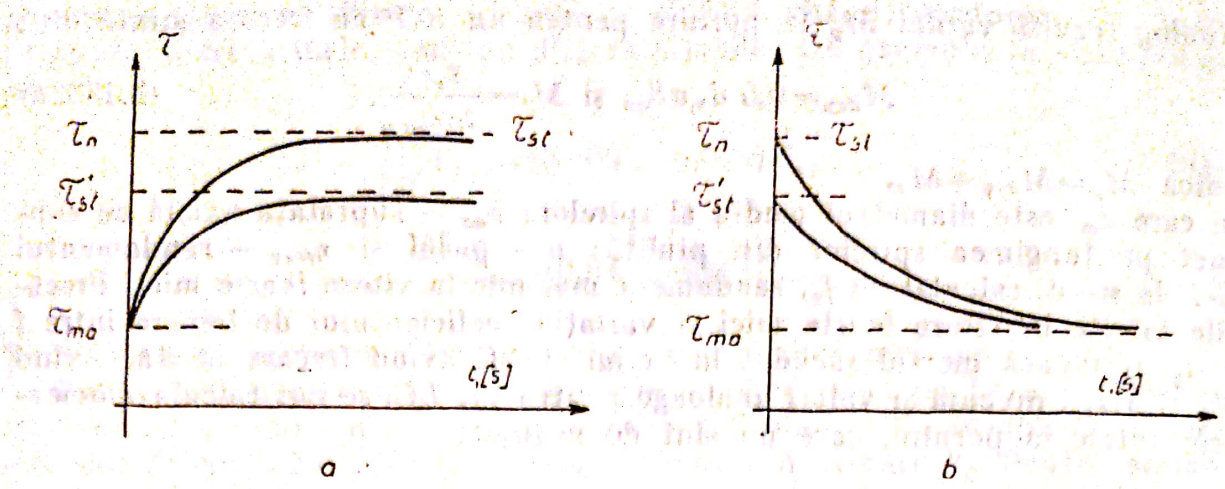


Fig. 3.70

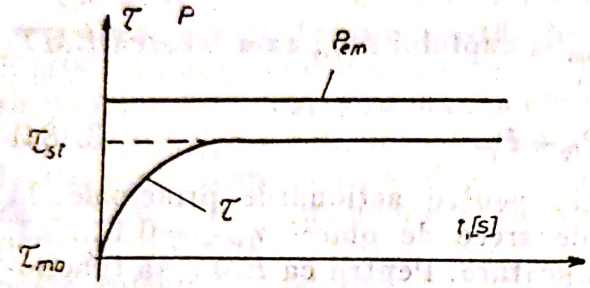


Fig. 3.71

a. Regimul constant de durată. Are P_{em} — constant în durată, deci la $t=\infty$ și asigură $\tau^{\circ}_{st} \leqslant \tau^{\circ}_{n}$, conform figurii 3.71. Se poate asimila la mașini de danturat cu freză melc, de găurit adînc, de debitat cu ferăstrău disc, la mașini mari. La acestea pornirea se face în gol, respectîndu-se inegalitatea (3.184). *EMT* se alege astfel ca:

$$P_n \leqslant P_{em} \text{ și deci } \tau^{\circ} = \tau^{\circ}_{st} \leqslant \tau^{\circ}_{n}. \quad (3.186)$$

b. Regimul variabil de durată. Are P_{em} și M_{em} diferite pentru fiecare fază a ciclului, cu durata t_1 (fig. 3.72), inclusiv între fazele în gol. Se consideră încărcarea într-o fază P_{emi} — constant. Durata ciclului rezultă $t_c = \Sigma t_i$ (fig. 3.72). Pentru a determina P_n, se calculează o „putere echivalentă" — P_{ech}, definită prin aceea că provoacă o încălzire egală cu a regimului variabil, iar mai exact se calculează „pierderea de putere echivalentă" — ΔP_{ech}. Deci trebuie ca:

$$P_n \geqslant P_{ech} = \sqrt{\frac{\sum_1^t P^2_{emi} t_i}{\Sigma t_i}}, \text{ sau } \Delta P_n \geqslant \Delta P_{ech} = \frac{\sum_1^t \Delta P_i t_i}{\Sigma t_i}, \quad (3.187)$$

în care ΔP_n și ΔP_i se calculează pe baza caracteristicii $\eta = f(P)$ sau $\eta = f(P/P_n)$ a *EMT* ales (un ex. de caracteristică în fig. 3.72, *b*).

c. Regimul cu intermitență frecventă. Este caracterizat prin faze scurte de încărcare și descărcare, insuficiente respectiv pentru o încălzire stabilizată și o răcire la τ°_{ma}, conform reprezentării din figura 3.73. După un număr de încărcări și descărcări, maximul temperaturii se stabilizează (τ_{st}). La astfel de încărcări este necesar ca alegerea sau verificarea *EMT*-lui să satisfacă mai întîi condiția de moment, respectiv (3.185, *a*) și apoi pe cea a pierderilor echivalente — ΔP_{ech} din (3.187), însă în care se adaugă pierderile la frînare și pornire, care sînt cuprinse de obicei în astfel de cicluri. Timpul opririlor — t, este amplificat cu un coeficient $\beta = 0{,}17 \ldots 0{,}5$ care exprimă răcirea mai slabă a *EMT* oprit, iar al pornirilor și frînărilor — t_{pf}, cu un alt

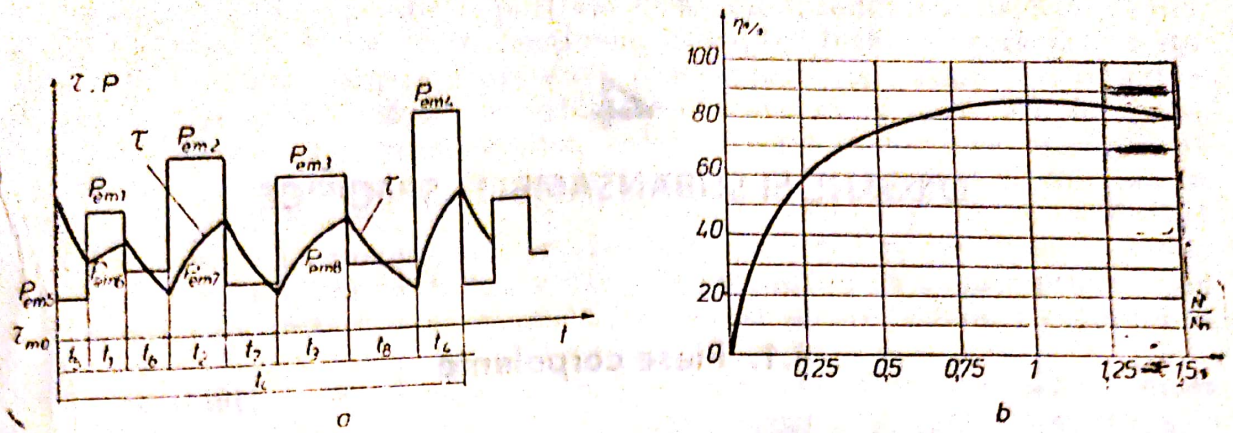


Fig. 3.72

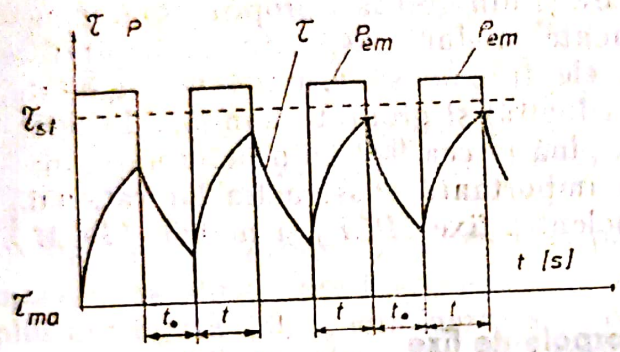


Fig. 3.73

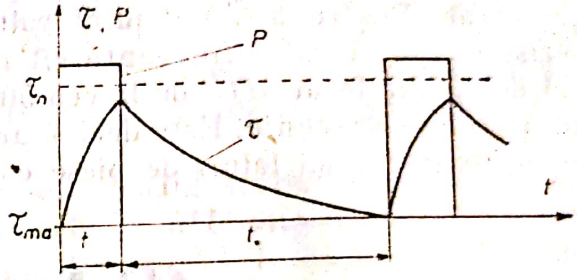


Fig. 3.74

coeficient $\beta_1=0{,}5(1+\beta)$, deoarece turația medie mai mică reduce de asemenea răcirea. Adică:

$$P_{ech}=\frac{\sum\Delta A_p+\sum\Delta A_f+\sum\Delta P_i t_i}{\beta_0\sum t_0+\beta_1\sum t_{pf}+\sum t_i}\,P_n, \qquad (3.188)$$

în care pierderile de pornire — ΔA_p și la frînare — ΔA_f se calculează, în funcție de felul pornirii, al frînării și al caracteristicilor electromotorului, la fel ca și timpii — t_0 și t_{pf}, cu relații specifice legilor mișcării. Orientativ: t_0 și $t_{pf}=$ $=0{,}1 \ldots 2$ sec., iar ΔA_p și $\Delta A_f=0{,}5 \ldots 10$ K Joule.

d. Regimul cu intermitență rară, este deosebit prin pauzele mai lungi dintre încărcări, răcirea avînd loc practic la τ_{max}. La fiecare încărcare *EMT* se pornește și se oprește. Reprezentarea este în figura 3.74. Este cazul mișcărilor ajutătoare, periodice etc. Incălzirea neprezentînd nici un pericol, singura verificare pentru acest regim este cea a cuplului nominal, conform (3.185, *a*). În verificările operațiilor tehnologice se admite o rezervă de 10%. Încărcarea maximă ($M_{em\ max}$) fiind de obicei la pornire, în loc de (3.185, *a*) este utilă verificarea:

$$M_{tp}=\alpha M_n \geqslant M_{em\ max}, \qquad (3.189)$$

în care M_{tp} și α, sînt cele din rapoartele (2.1, *a*), adică momentul de pornire și valoarea raportului către M_n.

La determinarea caracteristicilor unui *EMT*, dar mai ales la verificări ale puterii în proiectarea operațiilor de prelucrare, este necesar să se stabilească diagrama puterii de încărcare — P_{em} pe fazele ciclului și să se afle P_{ech}. Verificarea numai după $P_{em\ max}$, greșeală frecventă în literatură (chiar și cu exemple), permite importante pierderi de capacități de producție.

4

ORGANE ŞI SUBANSAMBLE SPECIFICE

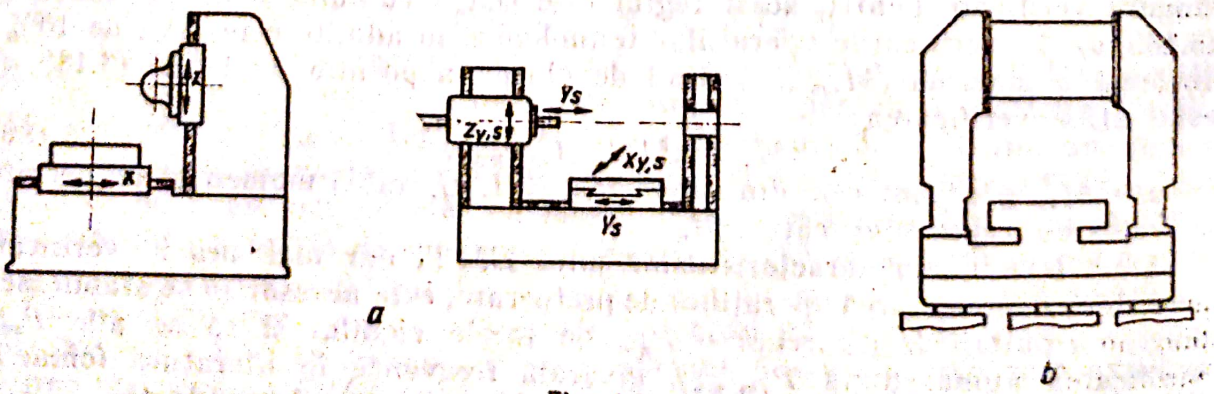
4.1. Piese corpolente

Sub această denumire sînt cuprinse toate piesele mai mari ale *MU*, cu cavităţi sau pereţi pentru susţinerea diferitelor organe, care preiau, transmit sau susţin încărcările din funcţionare şi din greutăţi proprii, conduc mişcări şi susţin diferite sisteme, componente, noduri, dispozitive sau piese de prelucrat. Pentru a-şi îndeplini rolul, ele trebuie să dispună de rigiditate, rezistenţă la vibraţii (frecvenţă cît mai înaltă) şi greutate minimă. În bilanţul de rigiditate al *MU*, de la cca 50% pînă la cca 90% din deformaţii aparţin pieselor corpolente. Este deci foarte importantă construcţia lor raţională. Se deosebesc două feluri de piese corpolente: fixe (*PCF*) şi mobile (*PCM*).

4.1.1. Piese corpolente fixe

Acestea sînt: batiurile, montanţii, coloanele, traversele fixe, păpuşile, carcasele, plăcile de bază sau de legătură, picioarele, consolele fixe. Ele constituie ceea ce se poate denumi *parte portantă* a *MU*. Pe *PCF* pot fi unul sau cîteva sisteme de ghidare.

Cea mai importantă din *PCF* este batiul, în care se închid toate solicitările maşinii şi care poate fi construit monolit sau din părţi montate rigid. Forma sa se elaborează astfel ca să permită ghidarea mişcării şi susţinerea anumitor subansamble, componente sau elemente, să permită îndepărtarea aşchiilor şi totodată să satisfacă şi cerinţele generale ale *PCO*. În mare, se pot deosebi batiuri în cadru deschis (fig. 4.1, *a*) şi batiuri în cadru închis (fig. 4.1, *b*). A doua este mai rigidă dar creşte raportul gabaritului *MU* către cel al piesei de prelucrat. În general secţiunile cu pereţi care se închid într-un contur permit rigidităţi maxime.



a *b*

Fig. 4.1

Aceasta se referă și la diferite porțiuni ale batiului, indiferent de felul cadrului și în general la toate *PCO*. Secțiunea în contur închis asigură deformații minime la torsiune, solicitare prezentă practic la toate batiurile și la multe alte *PCO* în general și căreia se datorește cea mai mare parte a deformației totale. Secțiunea cu contur circular, cel mai rigid la torsiune, este evident de preferat. Cîteva exemple cu contur închis sînt în figura 4.2, din care în figurile 4.2, *a*, 4.2, *b* și 4.2, *c* cu secțiuni circulare. S-au construit prin sudură și batiuri din țevi, cu rezultate bune. Diferite găuri și ferestre de acces reduc considerabil rigiditatea la torsiune, de aceea se închid cu capace prinse rigid în șuruburi, care „refac" în mare parte rigiditatea și care trebuie menținută în exploatare.

O altă soluție constructivă, cu care se mărește mult rigiditatea, constă în dublarea pereților exteriori, dublare cu diferite nervuri transversale în „triangulație", scoaterea miezurilor fiind prevăzută prin ferestre spre interior. Se obțin astfel secțiunile sau *PCO* „chesonate", care deși se toarnă mai greu se extind datorită avantajelor. Exemplul din figura 4.2, *a* și mai mult din figura 4.2, *c*, sînt batiuri chesonate. Alte două exemple sînt în figurile 4.3, *a* și 4.3, *b*, al doilea fiind cu vedere spre interior. Chesonarea este și mai eficientă la *PCO* mari, dar devine prea dificilă la *PCO* medii, la care sînt foarte utile diferite renuri, întăriturî, contravîntuiri etc., evident în părțile interioare (fig. 4.4).

Pe lîngă rigidizare, orice *PCF* și îndeosebi batiul trebuie să asigure eliminarea așchiilor, care impune soluții îndeosebi la *MU* orizontale. La exemplul din figura 4.3, *a*, eliminarea se face printre pereții de legătură *PL*: cele din figurile 4.2, *a*, *c*, *d* au fost construite înclinat tocmai pentru o mai bună eliminare de așchii: altele se compun din tronsoane longitudinale ca în figura 4.2, *b*, pentru a se putea colecta așchiile între acestea.

4.1.2. Piese corpolente mobile

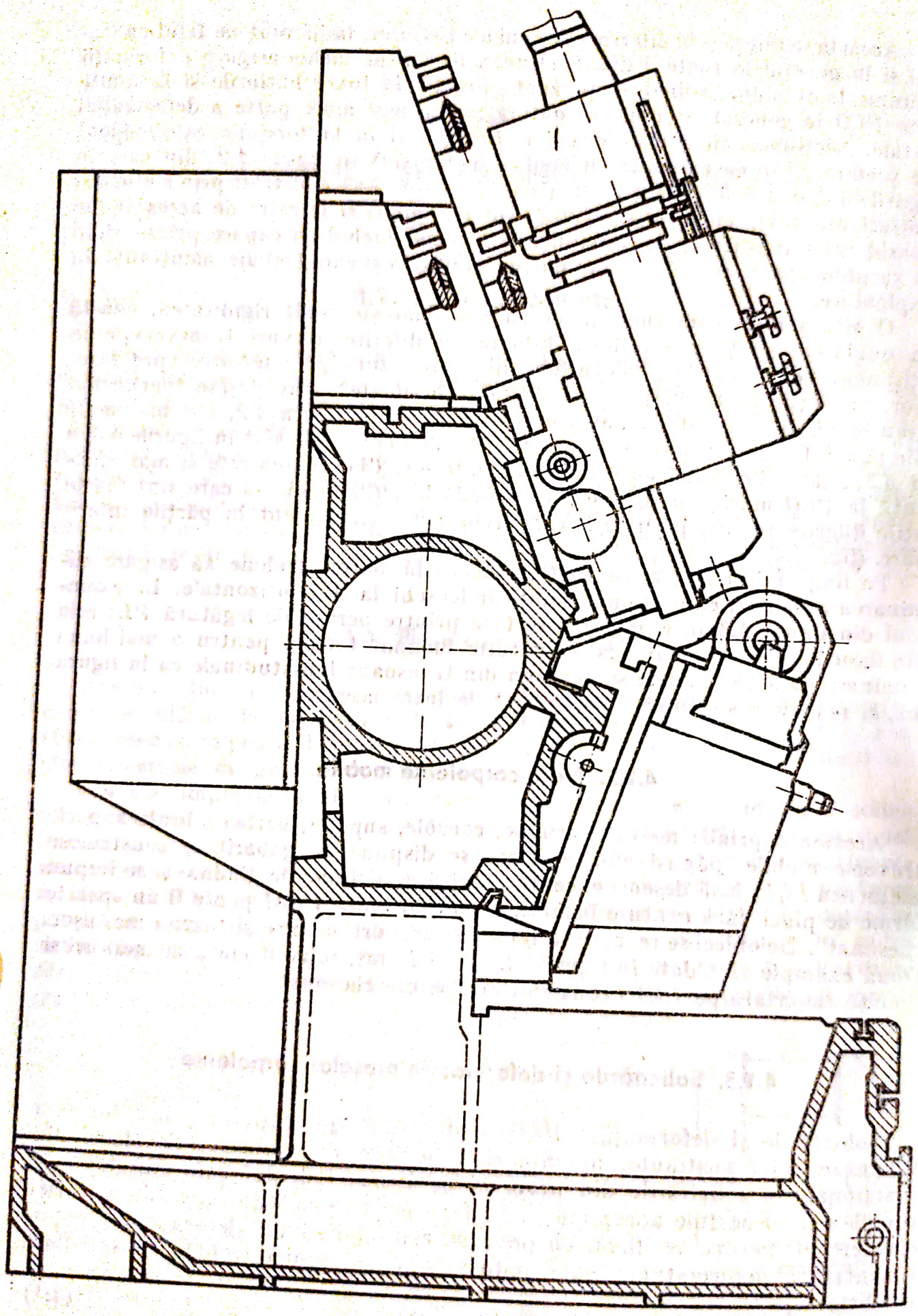
Acestea cuprind: mese, planșaibe, console, suporți, berbeci, brațe suport, traverse mobile, păpuși mobile. Dacă se dispune de gabarit se construiesc asemenea *PCF*, însă deseori execută mișcări pe sisteme de ghidare și se impun forme de plăci, fără conture închise. Eventual toată *PCM* poate fi un „perete chesonat". De obicei se recurge la renuri și nervuri, care se și toarnă mai ușor. Două exemple sînt date în figurile 4.5, *a* și *b*, respectiv o masă cu nervuri și o masă (montată pe *PCF*) construită ca perete chesonat.

4.1.3. Solicitările și deformațiile pieselor corpolente

Solicitările și deformațiile *PCO* se datoresc: greutății proprii a lor și a subansamblelor susținute, precum și a pieselor de prelucrat, încălzirii din funcționare și solicitările din procesul de lucru. Calculul deformațiilor este complex și cu destule aproximații. Se recurge și la metoda rațională a teoriei elasticității. Pentru verificări de precizie, este mai simplă determinarea experimentală a deformațiilor, care reduse la vîrful sculei trebuie să satisfacă condiția:

$$f_r < (0{,}05 \ldots 0{,}1)\delta, \qquad (4.1)$$

Scanned with OKEN Scanner



a

Fig. 4.2

Scanned with OKEN Scanner

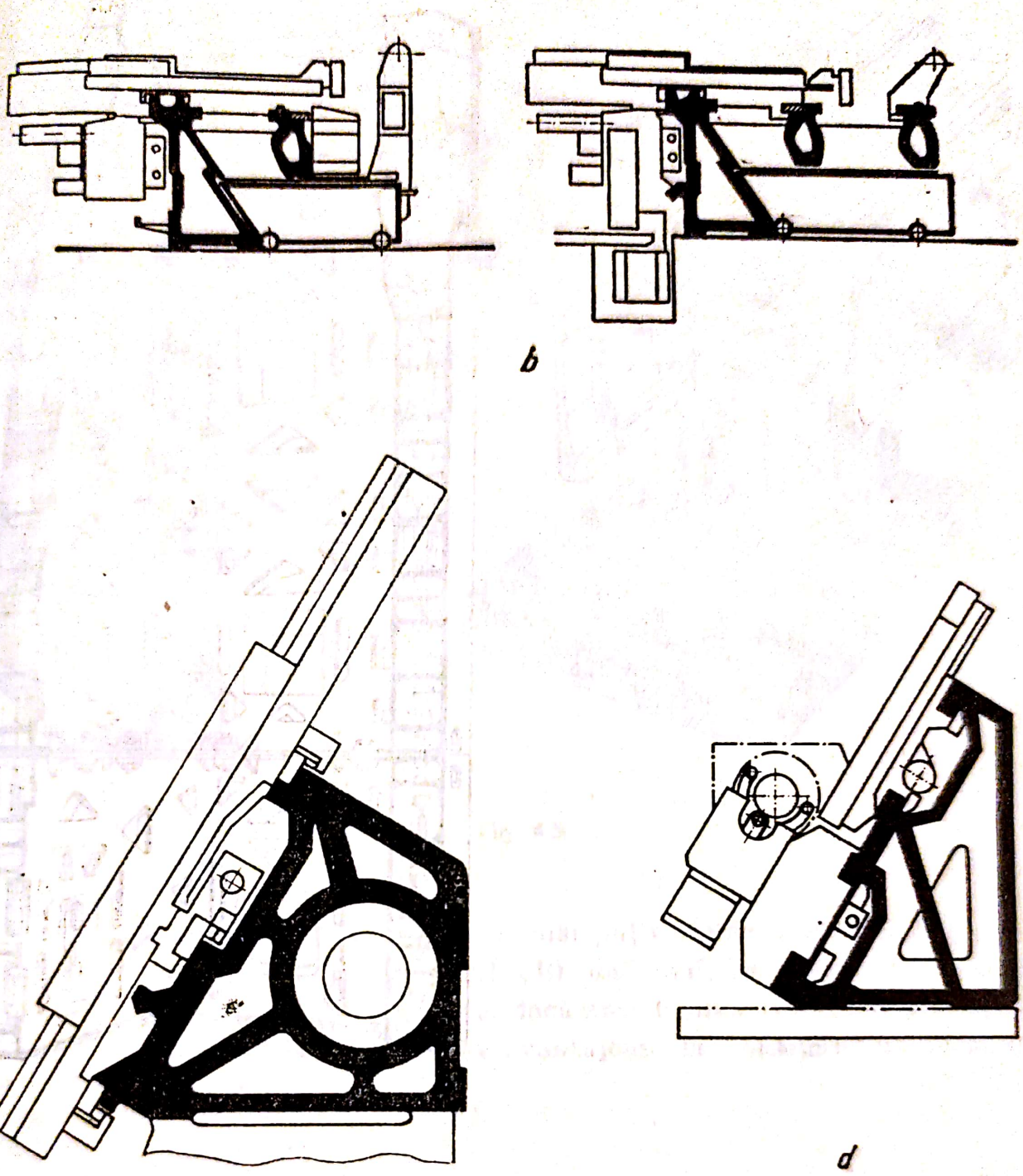
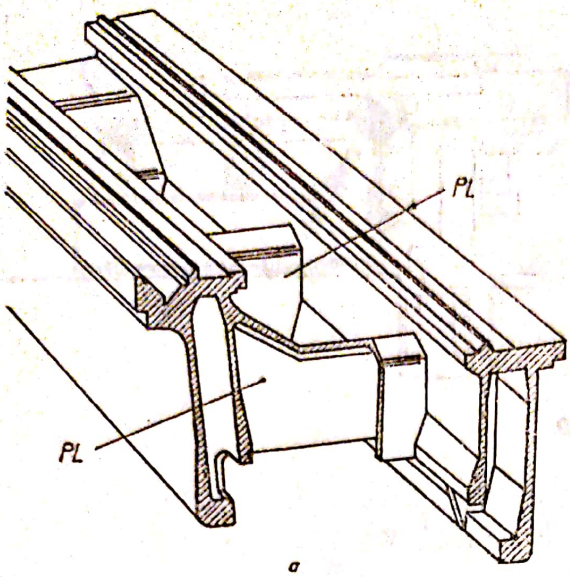


Fig. 4.2

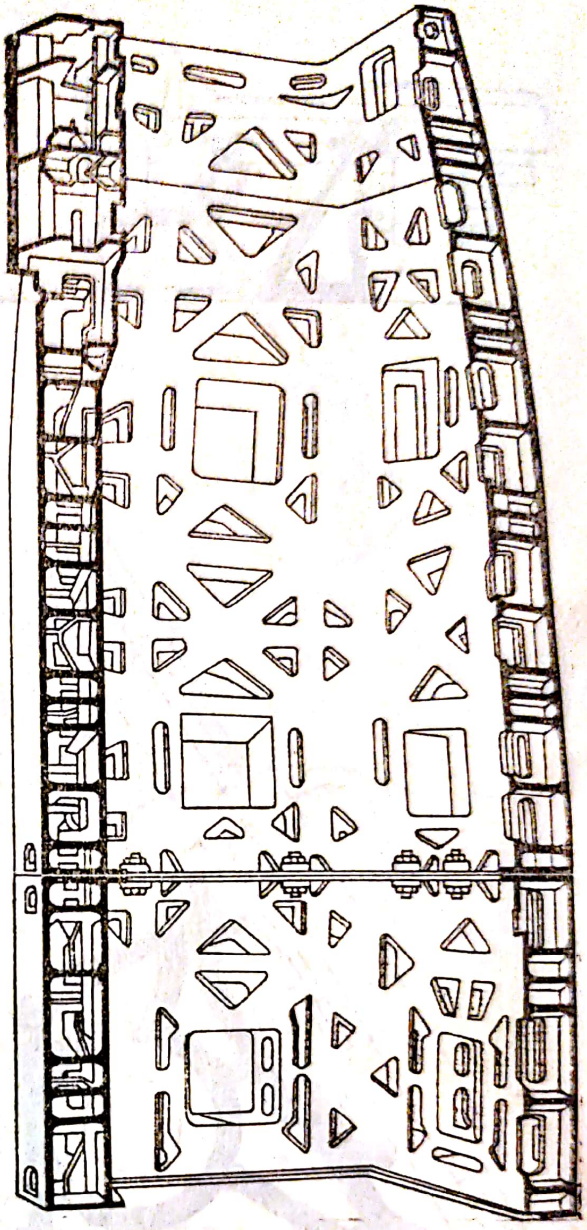
δ fiind abaterea permisă la vîrful sculei pentru *MU* în sarcină. Se ajunge de exemplu ca $f_r = 0{,}01 \ldots 0{,}03$ mm, pentru $\sigma = 10 \ldots 12$ daN/cm². Deformația termică este însă de multe ori mai importantă. Ea se determină corespunzător numai experimental. Dacă din cauza sa se obțin erori la prelucrare trebuie să se recurgă la răcire sau măsuri speciale de uniformizare a cîmpului termic în toate *PCO* ale *MU*. Unele mașini moderne sînt „spălate" la anumite intervale de timp (de ex. după cîteva piese) cu lichid de ungere-răcire a sculei, ca să se uniformizeze temperatura *PCO*.

Batiurile se construiesc din fontă cenușie (FC 20 sau FC 40), fontă modificată și mai puțin fontă aliată (slab aliată cu Mg, Ni, V, Ti). Fontele au

Scanned with OKEN Scanner



a



b

Fig. 4.3

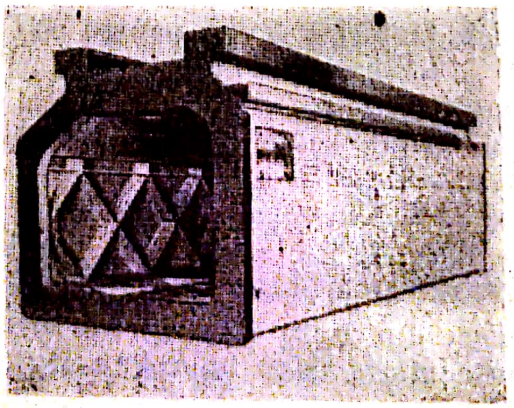
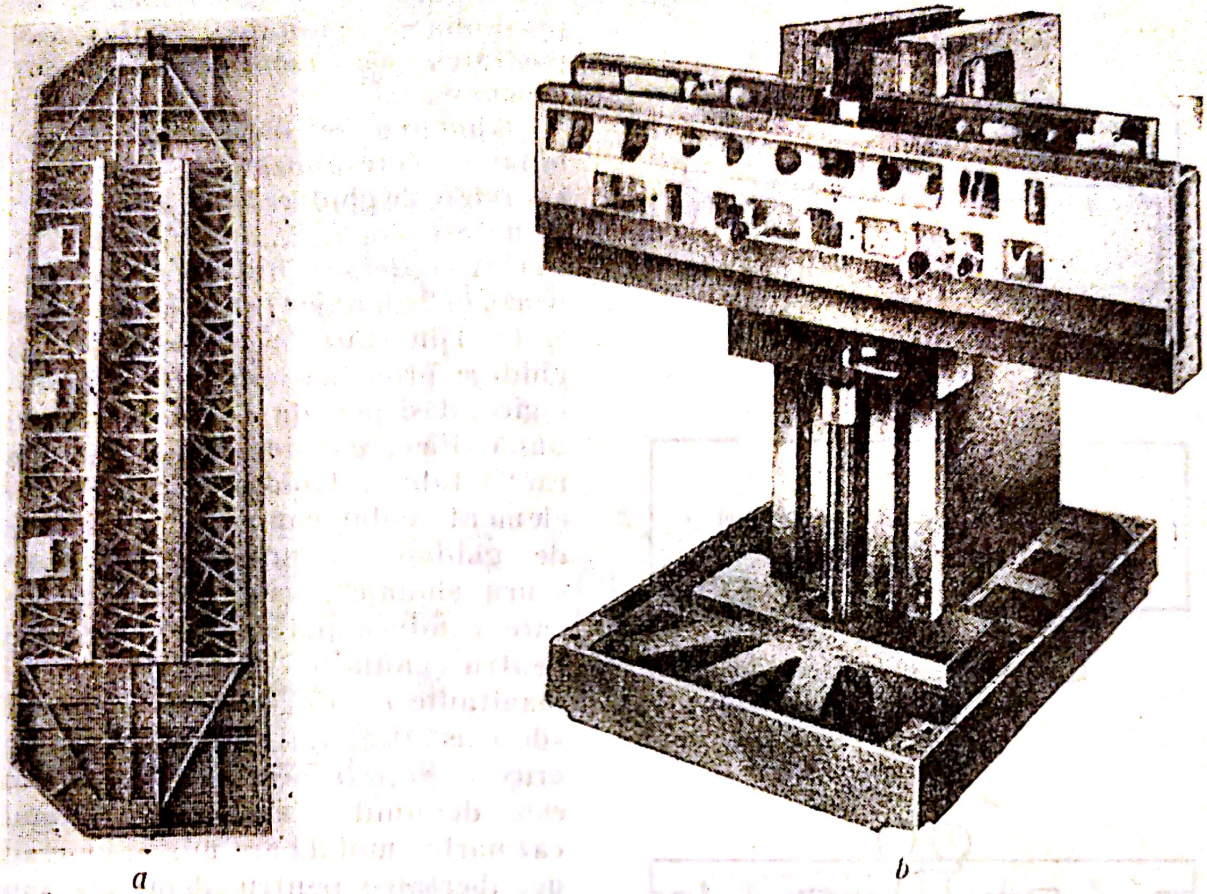


Fig. 4.4

Scanned with OKEN Scanner



a *b*

Fig. 4.5

proprietăți amortizante însă sînt mult mai puțin rigide decît oțelul. $E_{fontă}$ = $=(3 \ldots 9) \times 10_c$ daN/cm² și $E_{oțel} = 2{,}1 \times 10$ daN/cm². De aceea o *PCO* sudată din oțel va putea fi mult mai ușoară, dacă amortizarea vibrațiilor nu impune condiții deosebite. *PCO* sudate sînt avantajoase la execuții individuale sau în serie mică.

4.2. Sisteme de ghidare

Au rolul de a conduce verigile executante sau subansamblele mobile ale *MU*, suportînd forțele pe care acestea le transmit în timpul funcționării mașinii. Conducerea sau ghidarea trebuie să se realizeze cu precizia prescrisă inițial și în durată, atît în stare liberă (neîncărcată) a mașinii, cît și sub sarcina nominală (sau chiar la suprasarcini). Astfel formulată exactitatea constituie condiția de bază a unui sistem de ghidare. Ea se extinde și la viteză, care trebuie să respecte valoarea transmisă, fără oscilații, determinînd totodată și ceilalți indici care decurg din ea și anume: forța de frecare, regula-

Scanned with OKEN Scanner

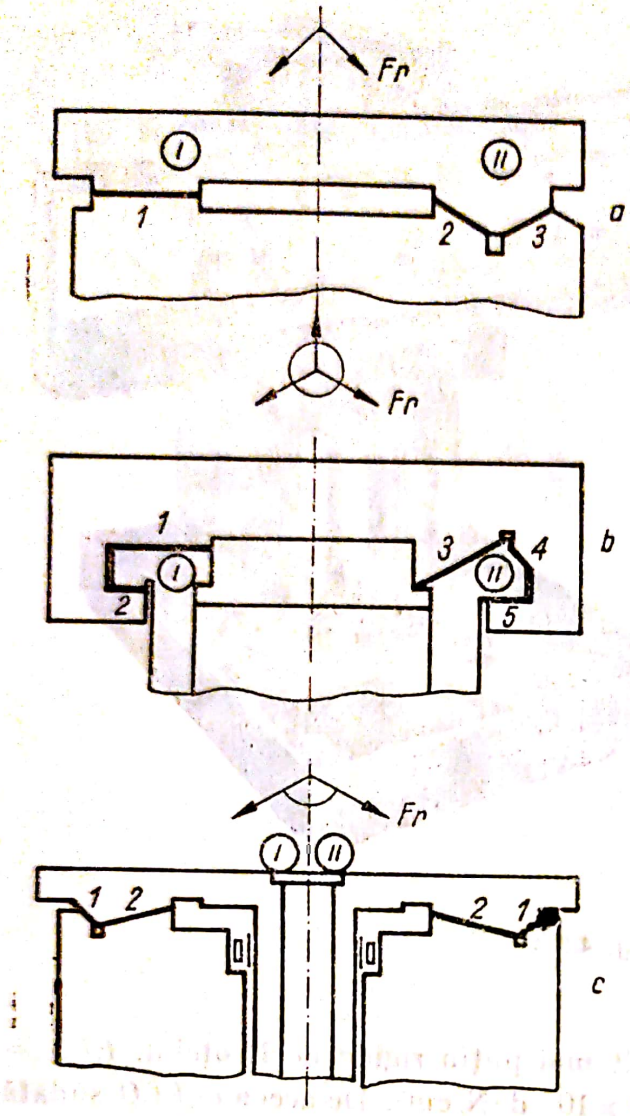


Fig. 4.6

ritatea mișcării la viteze mici și de poziționare, rigiditatea statică, capacitatea de amortizare, costul execuției.

Ghidarea se obține prin combinarea corespunzătoare a unor suprafețe de ghidare, numite „fațete" și notate cu *1*, *2*...*5* în figura 4.6. Pentru mișcarea liniară ele se grupează în 2 ghidaje (*I* și *II* — fig. 4.6, *a* și *b*). Din cauza nedeterminării, 3 ghidaje provoacă dificultăți tehnologice, deși pot da o rezemare mai bună. Fiecare ghidaj are 1, 2 și mai rar 3 fațete. Ghidajele pentru un element mobil constituie un sistem de ghidare, denumit frecvent pe scurt „ghidaje". Sistemul de ghidare care conduce partea mobilă numai pentru anumite direcții a forței rezultante F_r (fig. 4.6) este denumit „deschis" (fig. 4.6, *a* și *c*), iar pentru orice direcție a acesteia (fig. 4.6, *b*) este denumit „închis". În ultimul caz partea mobilă are numai un grad de libertate: pentru deplasare sau rotire. Pentru rotire sistemul poate avea 2 fațete (fig. 4.6, *c* — deschis) sau trei fațete (închis — fig. 4.6, *b*).

În construcția ghidajelor este important felul frecării între fațetele mobile și a piesei de susținere sau portante. Din acest punct de vedere ghidajele se clasifică:

A. — Ghidaje cu alunecare:
a. Cu frecare mixtă: fără descărcare hidrostatică și cu uleiuri fără amestecuri antisacadante; fără descărcare hidrostatică, dar cu uleiuri având amestecuri antisacadante: cu descărcare hidrostatică.
b. Cu frecare lichidă: hidrodinamice; hidrodinamice cu descărcare hidrostatică; cu sustentație hidrostatică.
c. Cu frecare gazoasă (cu sustentație aerostatică).
B. — Ghidaje cu rostogolire.
C. — Ghidaje combinate.

4.2.1. Ghidaje cu alunecare

Acestea au forme consacrate, normalizate. Cele mai frecvente sînt în figura 4.7. Formele trunghiulare (fig. 4.7, *a* și *b*) au preluare de la sine a jocului, dar execuția lor este mai dificilă. Ghidajele dreptunghiulare (fig. 4.7, *c*) se

Scanned with OKEN Scanner

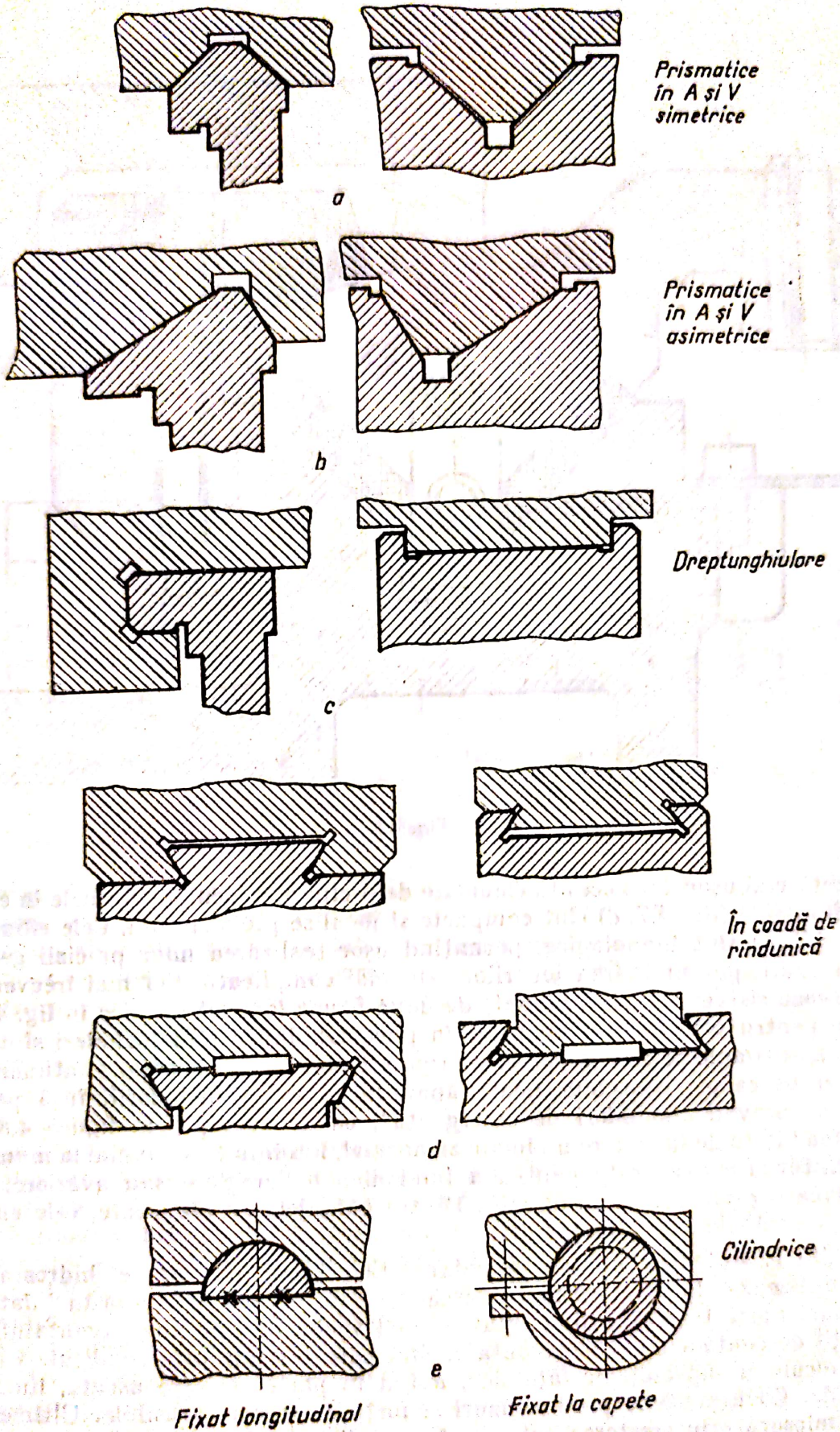


Fig. 4.7

Scanned with OKEN Scanner

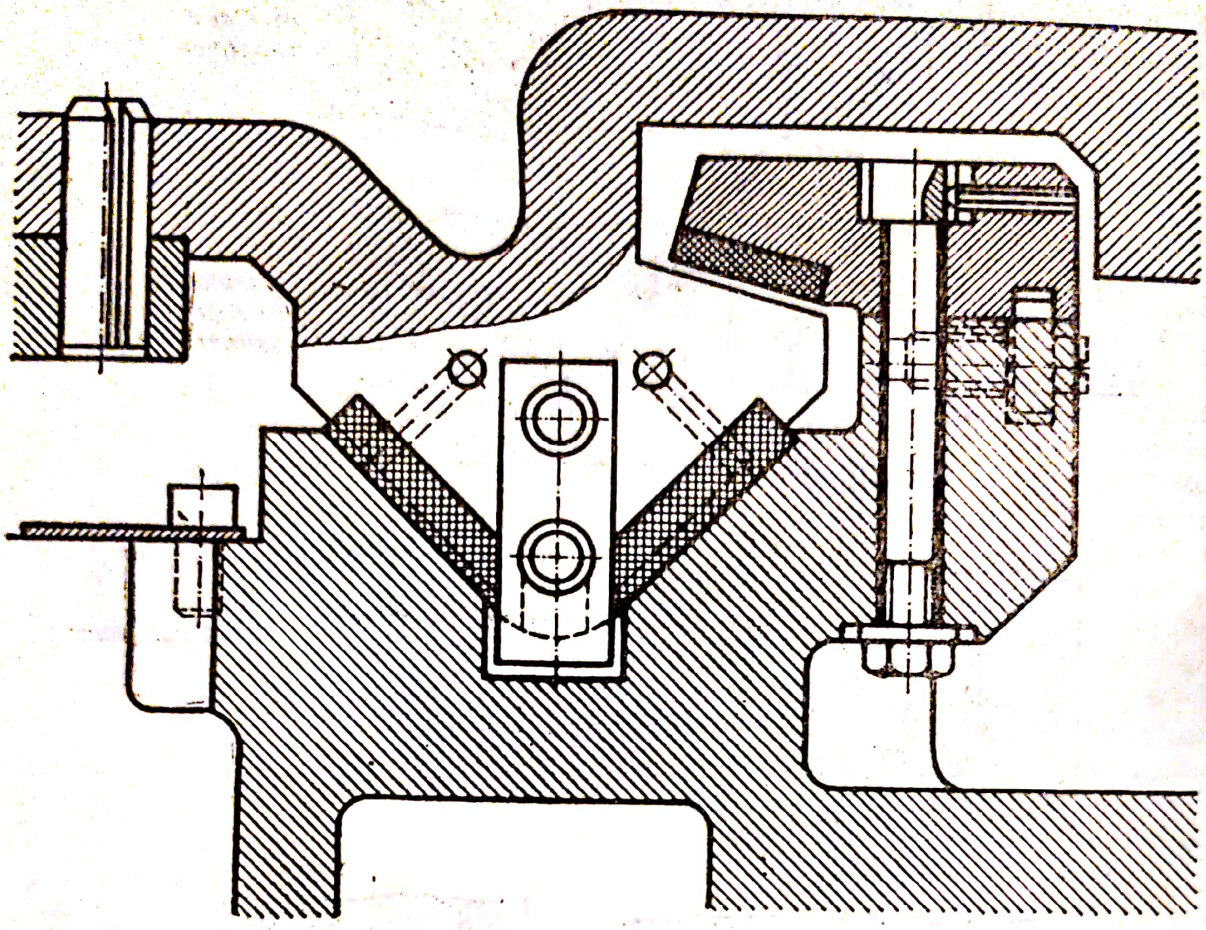


Fig. 4.8

execută mai uşor dar necesită elemente de preluare a jocului. Formele în coadă de rîndunică (fig. 4.7, *d*) sînt compacte şi jocul se preia simplu. Cele cilindrice (fig. 4.7 , *e*) sînt tehnologice, permiţînd uşor realizarea unor precizii geometrice, mari, dar preluarea jocurilor este mai complicată. Cel mai frecvent se utilizează sistemele avînd faţetele de două forme (ex. schematice în fig. 4.6, *a* şi *b*), pentru a se întruni avantaje în plus. Ghidajele fără închideri sînt evident mai simple şi deci la ele se recurge cel mai frecvent, chiar şi atunci cînd numai în cazuri deosebite poate apare necesitatea închiderii, însă pentru care se prevăd „închideri de emergenţă", ca de exemplu în figura 4.8. La acestea faţeta de închidere nu lucrează normal, îmbinîndu-se numai la momente de răsturnare exagerate pentru a împiedica o dereglare sau avariere, deci va avea o prelucrare simplificată. Dintre ghidajele cu alunecare, cele cu frecare mixtă sînt mai răspîndite.

4.2.1.1. **Ghidajele cu frecare mixtă.** Cele „fără descărcare hidrostatică" se utilizează la majoritatea mişcărilor de avans şi aceasta datorită în mare parte tradiţiei, fiind tipul cel mai vechi, deşi pe lîngă avantajul rigidităţii de contact au şi dezavantaje. Sînt caracterizate prin condiţiile variate de frecare a suprafeţelor faţetelor, avînd în parte: frecare uscată, limită şi lichidă. Ca urmare se produc uzuri şi forţe de frecare sensibile. Ultimele se pot micşora prin creşterea cotei de frecare lichidă datorită în fond unei presiuni hidrodinamice în microelemente. Aceasta se poate extinde prin intro-

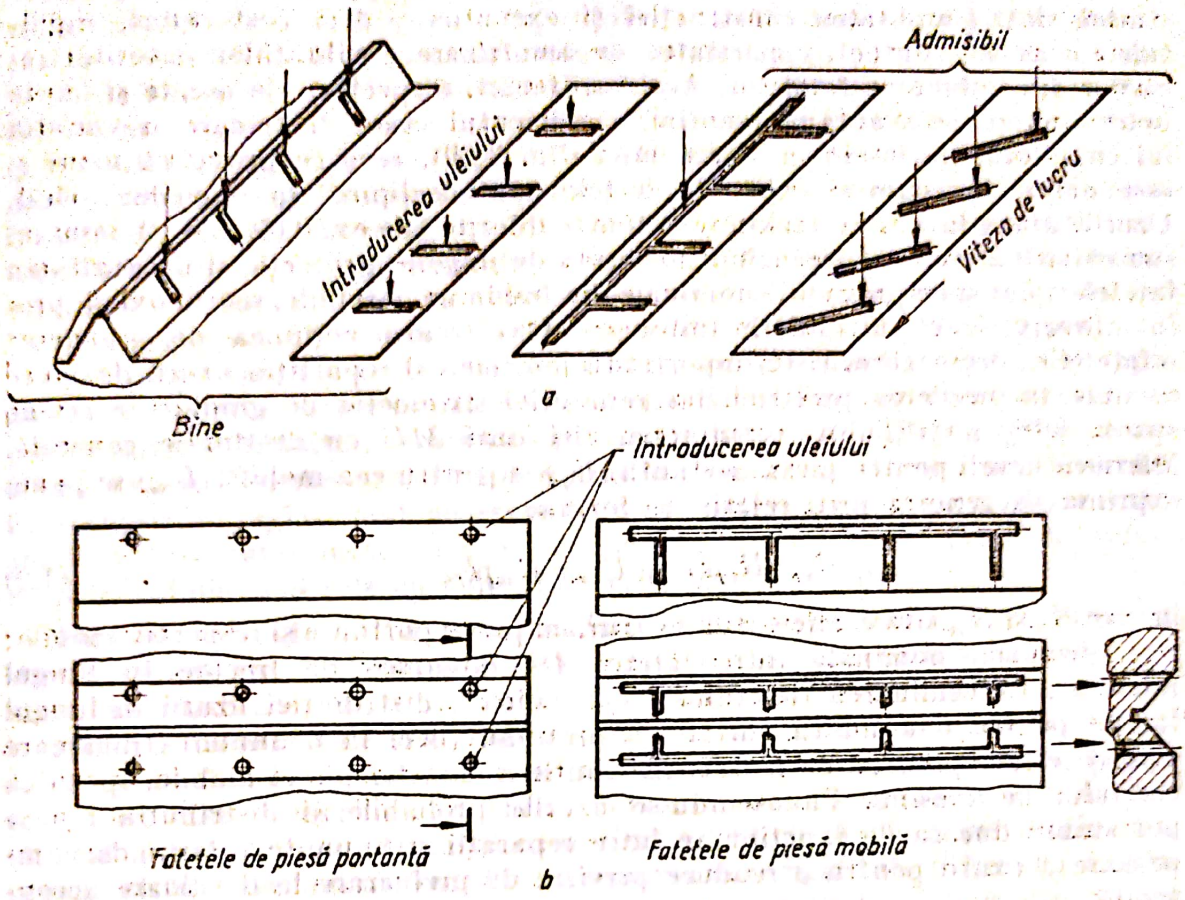


Fig. 4.9

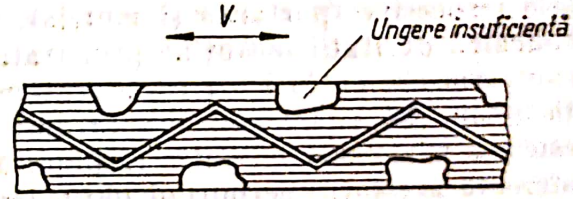


Fig. 4.10

ducerea raţională şi evident fără presiune a uleiului de ungere în care scop canalele de ungere pe suprafeţele faţetelor trebuie dispuse transversal şi într-un număr optim, care se determină prin calcul în funcţie de dimensiunile faţetei, regimul de lucru (viteză şi presiune) şi vîscozitatea uleiului. Schiţele dispunerii sînt în figura 4.9, *a* pentru cazul introducerii uleiului prin *PCO* mobilă (sanie, masă etc.) cînd faţetele piesei portante sînt fără canale şi în figura 4.9, *b* pentru cazul introducerii uleiului prin piesa portantă (numai primul caz nu este posibil) în care se execută numai găurile respective de introducere, iar canalele se execută tot pe faţeta mobilă. În figura 4.9 se vede şi varianta „admisibilă" a transmiterii uleiului în canale, variantă care se adoptă cînd constructiv nu este posibilă transmiterea separată a uleiului în fiecare canal transversal şi se adaugă cel longitudinal, care însă micşorează suprafaţa nominală. Este greşită dispunerea canalelor în „zigzag" (fig. 4.10), sau în arce de cercuri, existentă la unele maşini, deoarece porţiunile extreme dintre canale rămîn fără o ungere suficientă, deci coeficient de frecare şi uzuri mari.

Calităţile de bază ale ghidajelor cu frecare mixtă şi fără descărcare hidrostatică sînt: simplitatea construcţiei şi execuţiei — deci cost redus, rigiditatea mare de contact, capacitatea de amortizare a vibraţiilor datorită frecărilor din îmbinarea faţetelor. Aceleaşi frecări, respectiv cele uscate şi mixte determină şi dezavantajul esenţial: coeficientul mare de frecare şi variaţia lui cu viteza, îndeosebi la viteze mici (fig. 3.69), ceea ce provoacă uzuri şi „sacadarea", precum şi existenţa forţelor de „dezlipire" (a se vedea 3.4.2). Uzurile ajung la valori maxime/an foarte diferite, de ex. 0,02 ... 0,12 mm/an, sau chiar 0,2 mm/an, depinzînd îndeosebi de ungere, protecţie şi de duritatea faţetelor, dar şi de presiunile nominale din îmbinare. Aşchiile, scorii, oxizii, praful abraziv, care pătrund în îmbinare, favorizează acţiunea de „roadere" a faţetelor, deci uzura. Este importantă mărimea şi repartiţia uzurii deoarece ea duce la pierderea preciziei, iar reparaţiei sistemelor de ghidare le revine aprox. 30% ... 60% din costul reparaţiei unei *MU* cu destinaţie generală. Mărimea uzurii pentru piesa portantă (U_p) şi pentru cea mobilă (U_m) se poate exprima în general prin relaţii de forma:

$$U_p = K_p p l_f \text{ şi } U_m = K_m p l_f, \tag{4.2}$$

în care K_p şi K_m sînt coeficientul de uzură al piesei portante şi respectiv mobile; p — presiunea nominală între faţete; l — lungimea de frecare în lungul faţetelor. Determinarea funcţiilor $U(x)$, adică a distribuţiei uzurii în lungul faţetei pentru o anumită variaţie a presiunii (deci la o anumită încărcare tipică) se face pe baza curbei de distribuţie a curselor piesei mobile, specifică timpului de maşină. Cunoscîndu-se uzurile probabile şi distribuţia lor se pot stabili durata de funcţionare între reparaţii şi anumite măsuri de compensare a uzurii pentru a readuce precizia de prelucrare la o valoare acceptabilă.

Pentru reducerea uzurilor se construiesc faţete cu durităţi sporite pe baza anumitor îmbinări de materiale. Frecvent ghidajele se prelucrează din piesele respective (portantă şi mobilă), deci din acelaşi material. În acest caz ridicarea durităţii se obţine prin tratamente termice superficiale, metalizare, sau ecruisare cu bile ori role. Tratamentele termice cu încălzire prin inducţie realizează la fontele curente durităţi de HRC=40...55. Mai avantajoasă este metalizarea, încă puţin răspîndită, care elimină încălzirile şi deformaţiile aferente acestora, permiţînd obţinerea de exemplu a unor durităţi HCR= =60 ... 80. Suprafeţele trebuie pregătite în mod special, iar metalizarea se face în două straturi, primul fiind de legătură, după care suprafaţa foarte rugoasă se rectifică relativ dificil. Calculele economice relevă că prin metalizare se realizează importante economii datorită amplificării duratei dintre reparaţii. În plus instalaţia de metalizare este mai ieftină decît o instalaţie de tratament termic cu încălzire prin inducţie.

O altă cale pentru obţinerea durităţilor mărite şi la care se recurge în măsură crescîndă, constă în utilizarea „ghidajelor aplicate" din oţeluri cu mare rezistenţă la uzură sau mase plastice speciale. Faţeta, ca o placă de ghidare se fixează pe suprafeţele prelucrate adecvat. Un exemplu este în figura 4.8, pentru masa unei maşini de frezat longitudinal, şi la care plăcile sînt dintr-un material plastic presat. Acestea se montează prin lipire din bucăţi de lungime mai mică şi a căror capete teşite formează canale de ungere ca în figura 4.9. Fixarea plăcilor din oţel se face în principal cu şuruburi prin încleiere, sau cu stinghii arcuite din tablă. Şuruburile trebuie să realizeze numai

Scanned with OKEN Scanner

o presiune redusă, dar suficientă pentru a realiza deformația de contact cît mai uniform distribuită și pe cît posibil alături de suprafața fațetei sau de cea de îmbinare, pentru ca ondulațiile rezultate din prindere să devină neglijabile la suprafața fațetei (deci șuruburi mici și cît mai numeroase, cu plăcile cît mai rigide pe direcția de prindere). După montaj cu moment de strîngere controlat, ghidajul se verifică la rectilinitate (corecțiile se fac din strîngere) și nu mai suferă nici o prelucrare, durificarea și finisarea efectuîndu-se înainte de montaj. Baza de montaj pe *PCO*, trebuie de asemenea rectificată fin și rectiliniu. Exemple de ghidaje cu plăci (aplicate) sînt redate în figurile 4.11, *a*, *b*, *c*: primele 5 (*a*) cu șuruburi, următorul (*b*) cu încleiere și ultimul (*c*) cu stinghii arcuite*, care asigură cea mai uniformă distribuție a presiunii.

Este importantă și înlăturarea efectului uzurii, respectiv a jocurilor suplimentare. Aceasta se realizează cu elemente de reglare, cu care se stabilește jocul optim ce permite mișcarea cu pierderi minime, stabilite, ce au loc de altfel nu numai în urma uzurii, ci și inițial la montaj, sau la anumite încercări. Elementele de reglare sînt necesare și la alte ghidaje ca de exmplu cu rostogolire. Ele se construiesc cu rigle, cu pene, sau cu role susținute pe arcuri, primele și îndeosebi cele cu pene fiind cele mai răspîndite.

Riglele (*RG* — fig. 4.12, *a*) nu au înclinație longitudinală și deci sînt mai simple tehnologic. Cele cu pene (*PN* — fig. 4.12, *b*) pot prelua încărcări mai mari, au rigiditate mai ridicată și posibilitatea de a regla jocurile mai fin la gabarite transversale mai reduse. Atît penele cît și riglele au lățimea *H* egală cu a fațetei (fig. 4.12). Înclinările penelor sînt mai mici pentru lungimi mai mari. Este indicat ca penele să aibă brațul *a* dintre forțe (fig. 4.12, *b*) cît mai mic și să se construiască ca în figura 4.12 cu canale transversale, care permit distribuție mai uniformă a presiunii și deci rigiditate mai bună a îmbinării. Reglarea penei se face prin șuruburi, care trebuie să blocheze poziția penei în ambele sensuri. Trei exemple (sînt multe soluții) cu elemente de reglare sînt redate în figura 4.13.** Primul (fig. 4.13, *a*) este cu două șuruburi; la al doilea (fig. 4.13, *b*) reglarea se face prin ajustarea unei plăcuțe *PA*, șurubul *SR* avînd rolul de a strînge pana pe placa de împingere *PI*, luîndu-i jocul în sens opus; al treilea este cu știft fixat în pană și reglat prin două piulițe, cu același rol pentru șuruburi. La exemplul din figurile 4.13, *b* și *c* se asigură o acționare mai centrică a penei pentru ambele sensuri, în timp ce exemplul din figura 4.13, *a* are oarecare excentricitate (tolerabilă evident) a forțelor de acționare asupra penei. Înclinarea mai mare a penei (fig. 4.13, *b*) permite ajustări mai reduse a plăcuței *PA*. Preluarea jocurilor cu role și arcuri se utilizează numai în sensul după care nu sînt forțe datorate celor din prelucrare. Cu ele se asigură totodată un „contact inițial" cu o presiune minimă pe fațetele opuse și pe care se preiau forțe, prin arcuri, fiind posibil un control sigur al presiunii inițiale (o schiță este în fig. 4.14). Rola *RO* este de fapt un rulment cu ace, pe un ax excentric *AE* (pentru reglare) împins de arcurile taler *AT*. Forța inițială de contact F_{is} se exercită pe fațeta opusă *LO*, pe care apare și reacțiuni de la sarcina F_s. Soluția este utilizată mai larg la ghidaje cu rostogolire pentru o înclinare de realizare a prestrîngerii.

Ghidajele cu frecare mixtă, fără descărcare hidrostatică, se utilizează la *MU* de precizie normală și care nu au cerințe deosebite pentru

* Ultimele trei plăci se produc de firma „Iago" — Anglia.
** Al 2-lea și al 3-lea, sînt respectiv ale firmelor „*Sibaura*" — Japonia și „*Dixi*" — Elveția

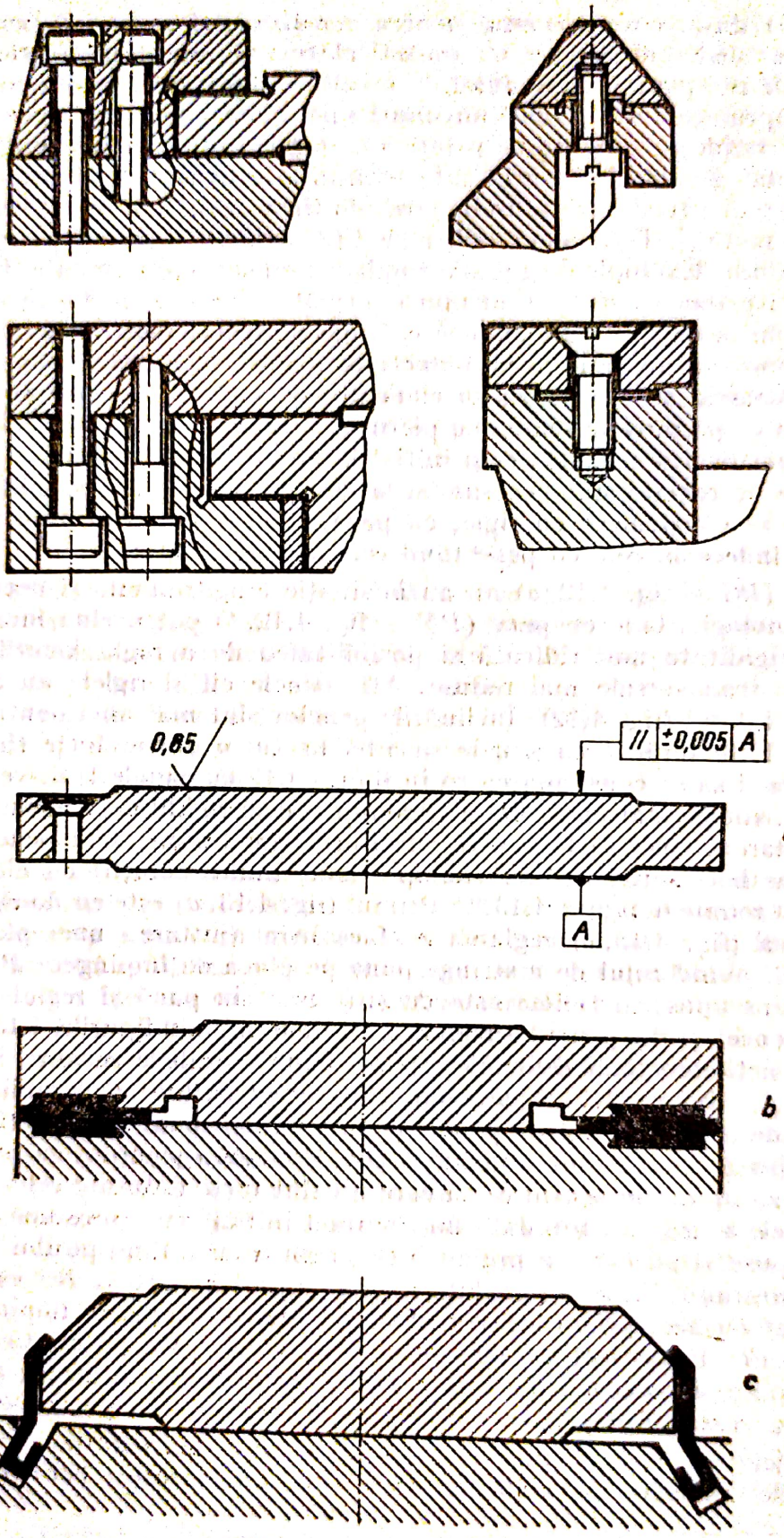


Fig. 4.11

Scanned with OKEN Scanner

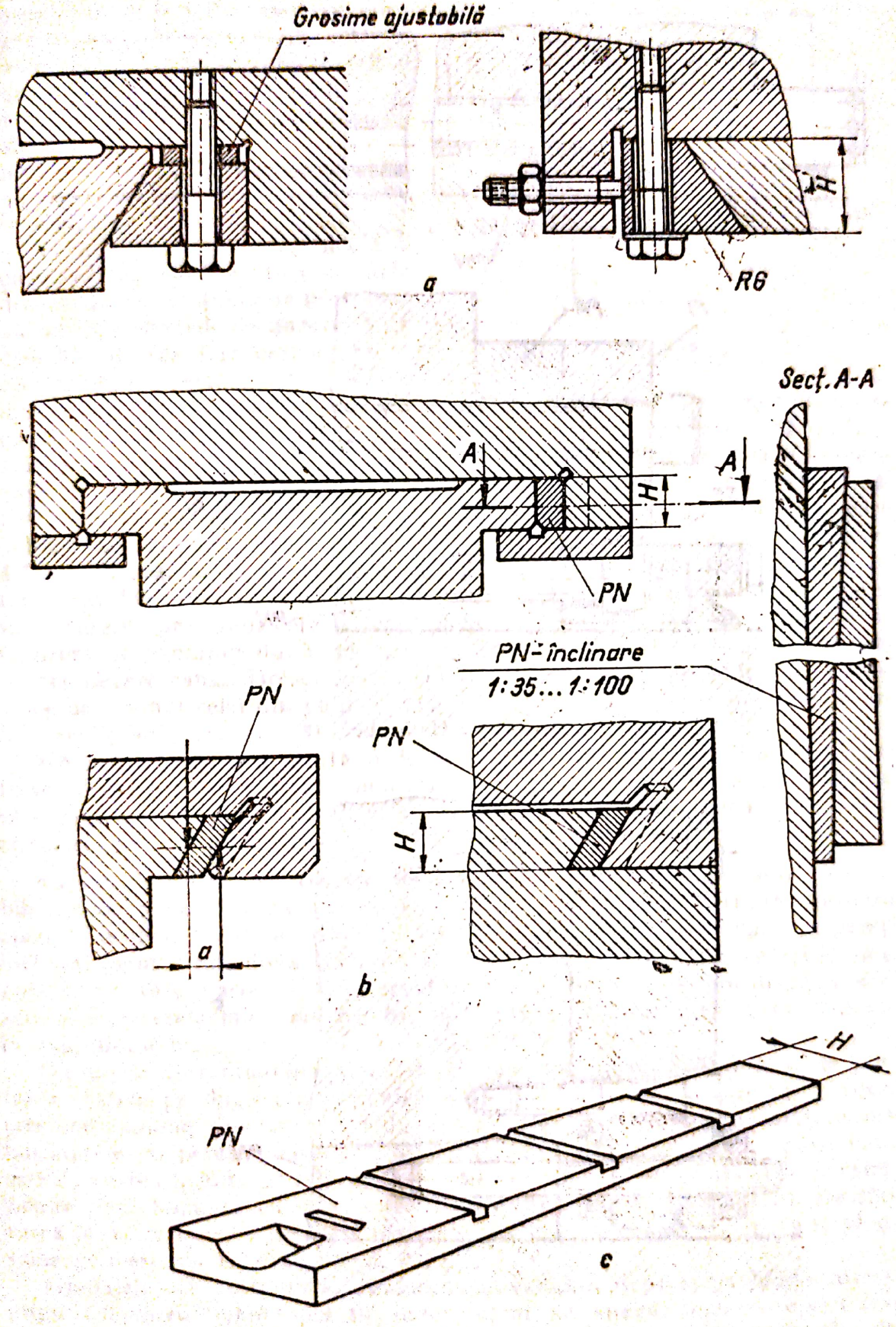


Fig. 4.12

Scanned with OKEN Scanner

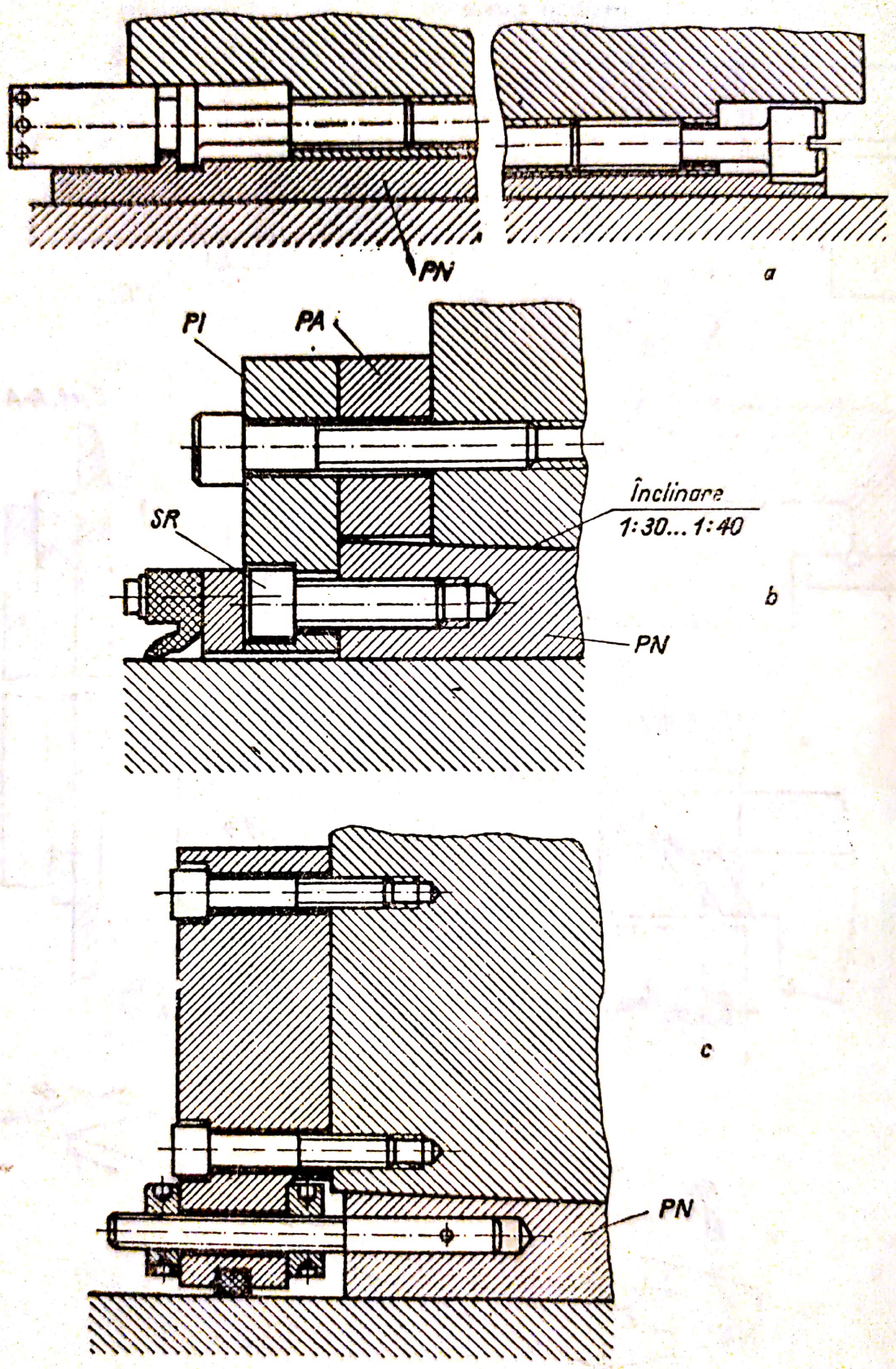


Fig. 4.13

Scanned with OKEN Scanner

regularitatea la viteze mici sau oprirea la cotă. Utilizarea lor este în scădere. Ghidajele cu uleiuri avînd amestecuri antisacadante (care sînt mai scumpe) se utilizează pentru ameliorarea regularității la viteze mici și reclamă separarea sistemului de ungere a ghidajelor, pentru a nu se amesteca uleiurile.

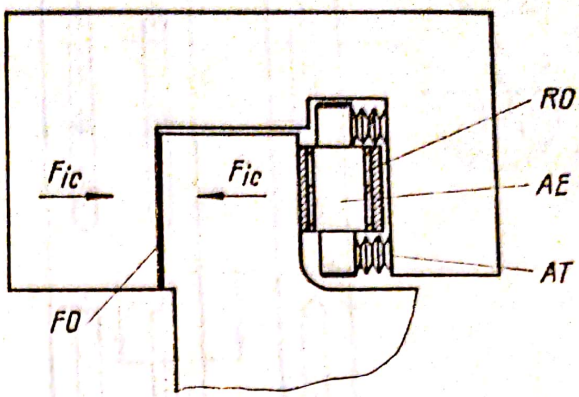


Fig. 4.14

La ghidajele cu frecare mixtă și cu descărcare hidrostatică, o parte din încărcare se preia de presiunea uleiului din canalele de ungere. Spre deosebire de cele fără descărcare, la acestea ungerea se face sub presiune, iar canalele sînt dispuse îndeosebi în lungul fațetelor. Contactul metalic nu se pierde, deci se menține o rigiditate de contact bună, dar mai scăzută decît la ghidajele fără descărcare, pe măsura creșterii presiunii, odată cu care scade și coeficientul de frecare, care este însă mai mare decît la cele cu frecare lichidă. Este deci un ghidaj intermediar între cel cu frecare mixtă și cel cu frecare lichidă. Schița unor fațete cu canalele de ungere respective este în figura 4.15, *a*. Pentru încărcări constante este suficientă o presiune constantă în toate canalele, însă obișnuit acestea sînt distribuite neuniform și este necesară reglarea presiunii, care datorită debitelor mici este mai avantajos să se realizeze de exemplu după schema din figura 4.15, *b*, cu cîte două drosele pentru fiecare canal. Droselele sînt simpliste, iar pompa de debit mic, o presiune de ordinul celei din ghidaje (cca 0,4 ... 1 MN/m^2) și deci putere hidraulică neglijabilă, de cca 20 ... 50 Watt.

Ghidajele cu frecare mixtă și descărcare hidrostatică se utilizează la sisteme de ghidare ale mașinilor mai mari, cu obiecte grele și fără momente de răsturnare sensibile, cu forțe relativ mici de lucru și de asemenea la sistemele circulare, pentru planșaibe.

4.2.1.2. **Ghidajele cu frecare lichidă.** Cele hidrodinamice sînt aplicabile numai pentru mișcări principale, vitezele mari fiind necesare formării „penei" de ulei. Se alimentează cu ulei fără presiune, în buzunare cu pereți înclinați (pentru cele două sensuri a vitezei) și mențin portanța numai la anumite viteze, fără a acoperi un interval de viteze. Deoarece la pornire, la reversare și la vitezele mici, are loc frecarea mixtă, ele sînt mai puțin utilizate la mașini-unelte.

Ghidajele hidrodinamice și cu descărcare hidrostatică dispun și de portanța statică pe lîngă cea dinamică, prin introducerea uleiului cu oarecare presiune (analog descărcării ghidajelor cu frecare mixtă) în jumătate din buzunarele cu pereți înclinați pentru formarea penei de ulei, asigurîndu-se astfel frecarea lichidă pe întreg intervalul vitezelor, la reversare și la pornire. Schița unui buzunar cu descărcare hidrostatică este în figura 4.16. Descărcarea se poate face cu presiune reglabilă sau constantă. Se utilizează la plansaibe și mese de rabotat longitudinal.

Ghidajele „cu sustentație hidrostatică" (denumite pe scurt hidrostatice), asigură frecarea lichidă practic independent de viteză, inclusiv opriri sau reversări, menținînd un strat de ulei prin reglarea automată a debitului de

Scanned with OKEN Scanner

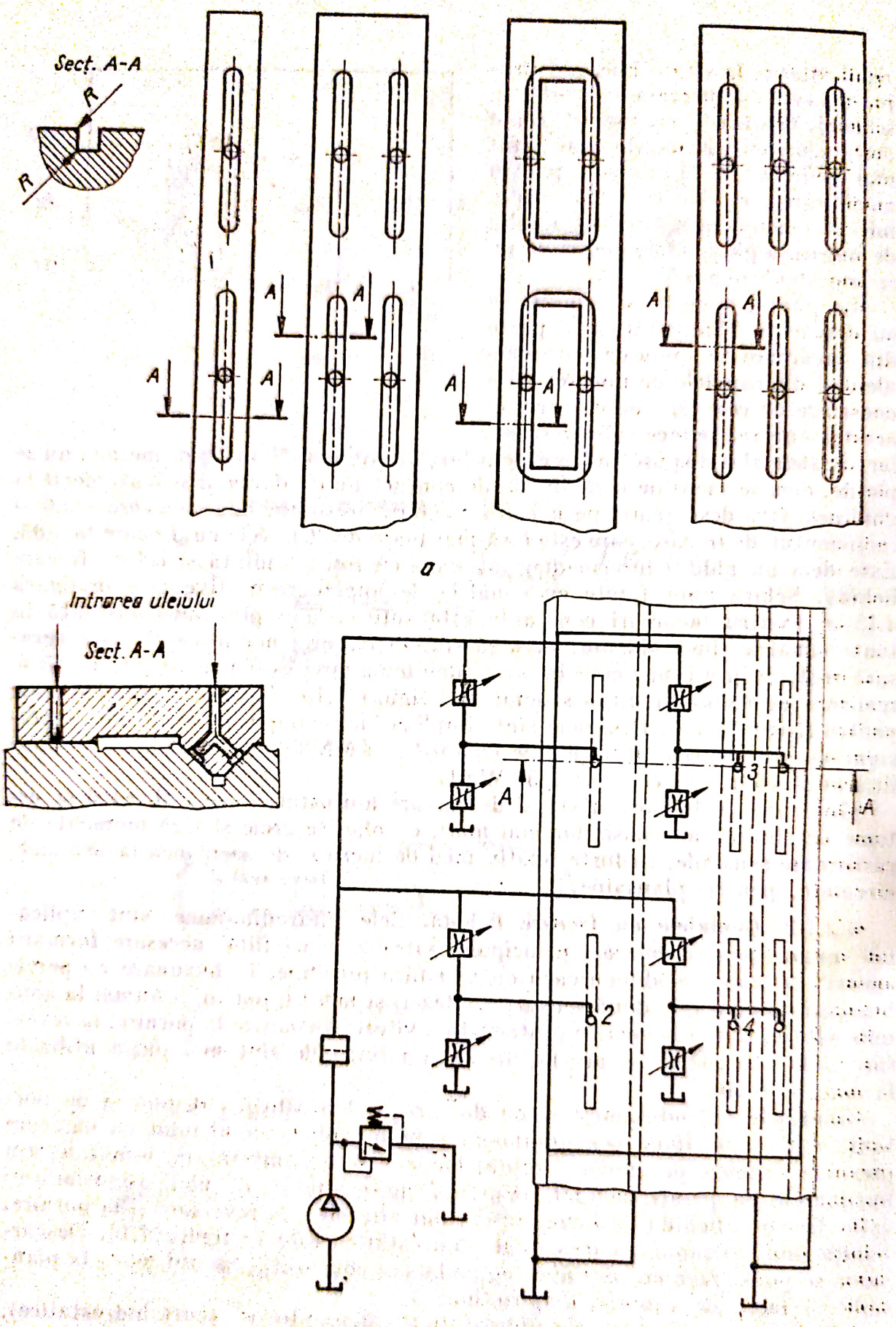


Fig. 4.15

Scanned with OKEN Scanner

ulei sub presiune transmis între fațetele îmbinate. Stratul de ulei, numit și „pernă" și pe care *VE* a *MU* „plutește" se formează cu ajutorul unor „buzunare" practicate în fața mobilă la ghidajele lineare și de obicei în cea fixă (a batiului) la ghidajele pentru mișcare circulară. Schema unui buzunar este redată în figura 4.17. Uleiul sub presiune se transmite printr-un aparat de reglare a debitului *RD* în buzunare *BZ* în care realizează forța de sustentație, scăpînd apoi prin jocul sau „interferul" *h* dintre fațete, la canalele de scurgere *CS* de unde este colectat la rezervor. Buzunarul se construiește astfel ca $L \gg B$. El se poate forma și din cîteva canale de ungere înguste și lungi, care alăturate dau același efect portant și totodată lasă fațetei o suprafață mai mare de contact eventual în caz de dispariție accidentală a presiunii, ceea ce protejează ghidajele. Suprafața *LB* pe care acționează presiunea unui buzunar (simplu sau compus din cîteva canale) poate fi considerată practic ca un reazem independent. Forța de sustentație a sa, considerînd notațiile din figura 4.17, este:

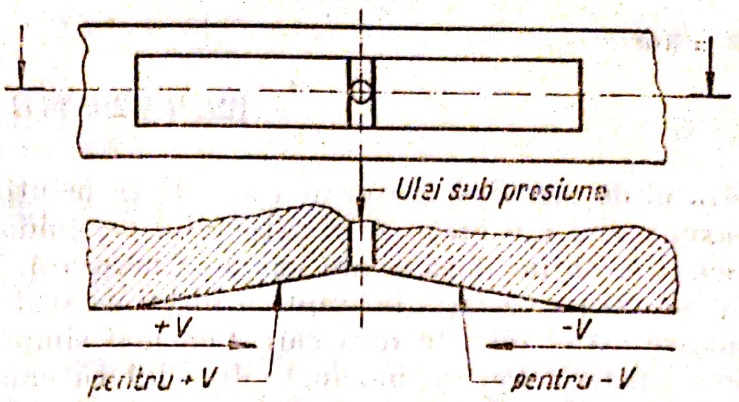


Fig. 4.16

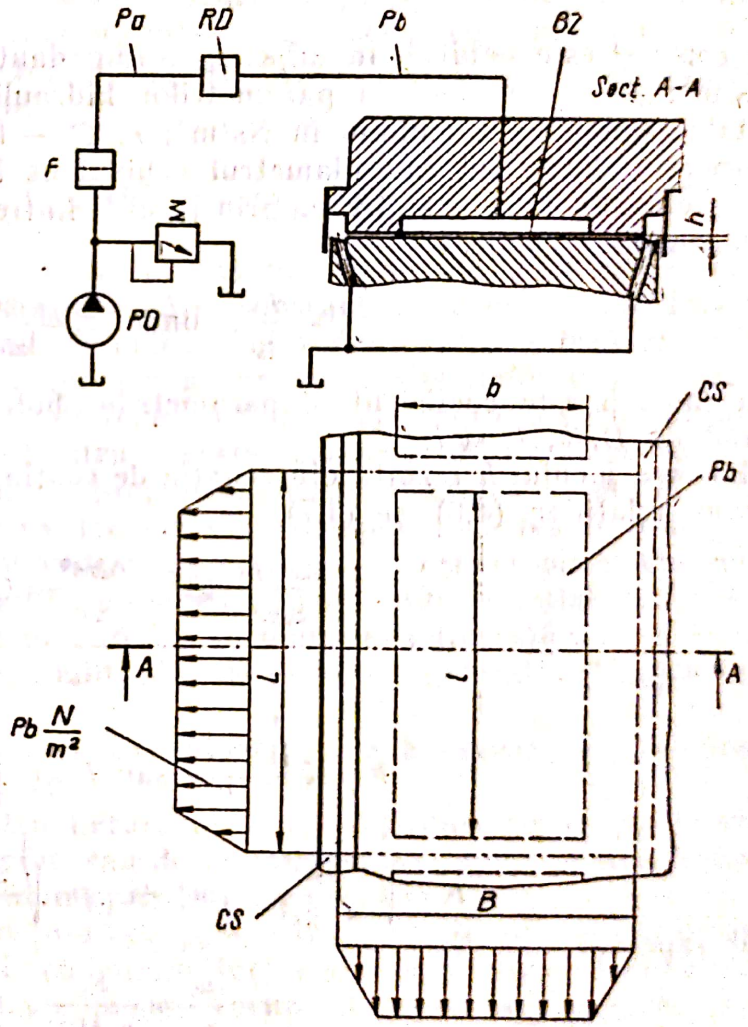


Fig. 4.17

$$F_b = p_b c L B, \text{ în [N]}, \quad (4.3)$$

în care *c* este coeficientul de portanță a suprafeței (de obicei $c = 0{,}6 \ldots 0{,}8$) și se determină egalînd (4.3) cu expresia forței pentru situația reală a variației presiunii (fig. 4.17) după un trunchi de piramidă, adică din:

$$p_b c L B = \frac{p_b}{6}[LB + bl + (L + l)(B + b)], \quad (4.4)$$

Scanned with OKEN Scanner

de unde

$$c=\frac{1}{6LB}\,[2LB+2lb+lB+Lb]. \tag{4,5}$$

Stratul de ulei și deci frecarea lichidă se menține dacă sarcina F_i care revine buzunarului din încărcarea sistemului de ghidare satisface condiția: $F_i \leqslant F_b$, ceea ce se obține dacă p_b are valoarea necesară. Variindu-se p_b la fiecare buzunar se obține variația în trepte a forței de sustentație în lungul fațetei, preluîndu-se astfel diferite încărcări. Cea mai simplă reglare se obține cu cîte un drosel pentru fiecare buzunar, droselul cu canal lung și secțiune mică fiind mai avantajos. Pentru aceasta

$$Q=\frac{\Delta p}{z_d}=\frac{p_a-p_b}{z_d},\ \text{unde}\ z_d=\beta_d\,\frac{\mu\lambda}{\varnothing_e}; \tag{4.6}$$

în care: Q este debitul, în m^3/s; z_d — impedanța hidraulică a droselului, în Ns/m^5; β_d — coeficient al parametrilor hidraulici ai droselului; μ — viscozitatea dinamică a uleiului în Ns/m^2; λ, $\varnothing$ — lungimea canalului droselului respectiv diametrul sau diametrul echivalent la canale necirculare, în m.

Debitul Q trebuie să treacă prin jocul h dintre fațete și care are impedanța hidraulică z_h, adică:

$$Q=\frac{P_b}{z_h},\quad \text{unde}\quad z_h=\frac{\beta\mu}{\alpha h^3}, \tag{4.7}$$

în care: β este coeficient al parametrilor hidraulici; α — coeficient depinzînd de B, b, L și l.

Mărimea jocului h rezultă din ecuația de continuitate a debitului, adică conform relațiilor (4.6) și (4.7)

$$\frac{p_a-p_b}{\beta_d\mu\lambda}\varnothing^4=\frac{p_b\alpha h^3}{\beta\mu}=Q, \tag{4.8}$$

în care

$$h=K\sqrt[3]{\frac{1-u}{u}}\ \text{sau}\ h=q\sqrt[3]{\frac{Q}{F_i}}. \tag{4.9}$$

$$K=\sqrt[3]{\frac{\beta\varnothing_e}{\alpha-\beta_d\lambda}},\ [\text{m}]\ \text{și}\ q=\sqrt[3]{\frac{\beta\mu cLB}{\alpha}}\ [\text{m}], \tag{4.10}$$

iar raportul

$$u=\frac{p_b}{p_a}=\frac{F_b}{p_a\,cLB}.$$

Pentru a doua expresie a jocului h, s-a înlocuit p_b din relațiile (4.4) și (4.5). Se observă că datorită droselului cu canal avînd $z_d=f(\mu)$ jocul h nu depinde de viscozitate, ceea ce este avantajos, dar depinde în schimb de sarcina F_i care revine buzunarului, ceea ce înseamnă că rigiditatea stratului de ulei este redusă, dezavantaj care este mai important. Rigiditatea stratului de ulei se exprimă prin:

$$j=\frac{dF_i}{dh},\ \left[\frac{\text{N}}{\text{m}}\right]\ \text{sau}\ \left[\frac{\text{N}}{\text{mm}}\right]. \tag{4.11}$$

Scanned with OKEN Scanner

Prin diferențiere în raport cu h și ținînd cont de raportul u din notațiile (4.10) și (4.5) se obține:

$$j = -p_a L B c K^3 \cdot \frac{3h^2}{(h^3+K^3)^2} = -\frac{3cLBp_a}{K} u^2 \left[\frac{1-u}{u}\right]^{2/3}. \qquad (4.12)$$

Simplificînd, înlocuind pe K din prima relație (4.9), rezultă:

$$j = -3(1-u)\frac{F_t}{h}. \qquad (4.13)$$

Valorile rigidității sînt negative deoarece conform relației a doua (4.9) cu creșterea sarcinii la Q=constant stratul de ulei se subțiază. Din (4.13) se vede că rigiditatea crește la jocuri mici, însă h este limitat de calitatea suprafeței. Chiar la suprafețe foarte fine $h_{min} \geqslant 0{,}015 \ldots 0{,}03$ mm, apoi piesele corpolente pe care sînt fațetele au și alte deformații și în plus relațiile se referă la suprafețe perfect plane ceea ce nu este cazul practic. Deci realmente jocurile trebuie alese cu rezerve. Îmbunătățirea rigidității este însă posibilă prin alegerea raportului u. Făcînd

$$\frac{dj}{du} = 0 \text{ rezultă } u_{optim} = \frac{2}{3}, \qquad (4.14)$$

ceea ce înseamnă $\Delta p = p_a - p_b$ = constant. Adică trebuie un regulator pentru a se menține o cădere de presiune Δp = constant și deci j — maximum. Soluția ideală pentru sistemul de ghidare hidrostatic constă însă chiar în creșterea jocului h cu sarcina (pentru a compensa alte deformații a MU) sau cel puțin să se obțină o totală independență a grosimii h a stratului față de sarcina F_t și deci $j \to \infty$. Pentru aceasta, conform (4.9) trebuie ca $Q = aF_t$, unde a este coeficient de proporționalitate. Reglarea debitului proporțional cu încărcarea, pe care trebuie să o îndeplinească regulatorul este foarte importantă din punct de vedere al preciziei, dar ea și complică construcția sistemului de ghidare. Soluțiile nu sînt încă răspîndite, dar sînt în dezvoltare. Ca urmare sistemele de ghidare cu sustentație hidrostatică se și clasifică din punct de vedere al posibilităților de reglare a debitului Q după sarcina F_t și anume:

I. Cu drosele avînd z_d — constant și alimentate de la o presiune p_a — constant, conform celor de mai sus.

II. Cu Q — constant pentru fiecare buzunar, transmis de la p_a — constant printr-un regulator de debit, sau de la pompe individuale pentru fiecare buzunar, sau de la pompă comună prin divizor de debit.

III. Cu alimentare de la o presiune p_a — constantă, și avînd sisteme de reglare automată a debitului, cu circuit închis și reacție inversă generală. Acestea au elemente traductoare pentru controlul direct al jocului h între fațete sau a poziției fațetei mobile față de o riglă etalon, pentru controlul indirect prin măsurarea presiunii din buzunare, a debitului care trece prin jocul h etc. Evident costul acestor sisteme este sensibil ridicat și el justifică de exemplu, cînd sînt necesare precizii mari la mașini grele, cu comenzi numerice etc. Industria aero- și cosmonautică utilizează astfel de MU pentru prelucrarea precisă a suprafețelor complexe de la navele de zbor sau cosmice.

La modelele de MU care se produc în prezent mai sînt încă utilizate sisteme cu drosele, datorită simplității și avantajelor pentru MU cu variații reduse ale încărcării pe ghidaje (de ex. mașini de rectificat). O schemă de prin-

Scanned with OKEN Scanner

Prin diferențiere în raport cu h și ținînd cont de raportul u din notațiile (4.10) și (4.5) se obține:

$$j=-p_a L B e K^3 \cdot \frac{3h^2}{(h^3+K^3)^2}=-\frac{3\,eLBp_a}{K}\,u^2\left[\frac{1-u}{u}\right]^{2/3}. \qquad (4.12)$$

Simplificînd, înlocuind pe K din prima relație (4.9), rezultă:

$$j=-3(1-u)\frac{F_i}{h}. \qquad (4.13)$$

Valorile rigidității sînt negative deoarece conform relației a doua (4.9) cu creșterea sarcinii la Q=constant stratul de ulei se subțiază. Din (4.13) se vede că rigiditatea crește la jocuri mici, însă h este limitat de calitatea suprafeței. Chiar la suprafețe foarte fine $h_{min} \geqslant 0{,}015 \ldots 0{,}03$ mm, apoi piesele corpolente pe care sînt fațetele au și alte deformații și în plus relațiile se referă la suprafețe perfect plane ceea ce nu este cazul practic. Deci realmente jocurile trebuie alese cu rezerve. Îmbunătățirea rigidității este însă posibilă prin alegerea raportului u. Făcînd

$$\frac{dj}{du}=0 \text{ rezultă } u_{optim}=\frac{2}{3}, \qquad (4.14)$$

ceea ce înseamnă $\Delta p=p_a-p_b=$constant. Adică trebuie un regulator pentru a se menține o cădere de presiune Δp=constant și deci j — maximum. Soluția ideală pentru sistemul de ghidare hidrostatic constă însă chiar în creșterea jocului h cu sarcina (pentru a compensa alte deformații a MU) sau cel puțin să se obțină o totală independență a grosimii h a stratului față de sarcina F_i și deci $j \to \infty$. Pentru aceasta, conform (4.9) trebuie ca $Q=aF_i$, unde a este coeficient de proporționalitate. Reglarea debitului proporțional cu încărcarea, pe care trebuie să o îndeplinească regulatorul este foarte importantă din punct de vedere al preciziei, dar ea și complică construcția sistemului de ghidare. Soluțiile nu sînt încă răspîndite, dar sînt în dezvoltare. Ca urmare sistemele de ghidare cu sustentație hidrostatică se și clasifică din punct de vedere al posibilităților de reglare a debitului Q după sarcina F_i și anume:

I. Cu drosele avînd z_d — constant și alimentate de la o presiune p_a — constant, conform celor de mai sus.

II. Cu Q — constant pentru fiecare buzunar, transmis de la p_a — constant printr-un regulator de debit, sau de la pompe individuale pentru fiecare buzunar, sau de la pompă comună prin divizor de debit.

III. Cu alimentare de la o presiune p_a — constantă, și avînd sisteme de reglare automată a debitului, cu circuit închis și reacție inversă generală. Acestea au elemente traductoare pentru controlul direct al jocului h între fațete sau a poziției fațetei mobile față de o riglă etalon, pentru controlul indirect prin măsurarea presiunii din buzunare, a debitului care trece prin jocul h etc. Evident costul acestor sisteme este sensibil ridicat și el justifică de exemplu, cînd sînt necesare precizii mari la mașini grele, cu comenzi numerice etc. Industria aero- și cosmonautică utilizează astfel de MU pentru prelucrarea precisă a suprafețelor complexe de la navele de zbor sau cosmice.

La modelele de MU care se produc în prezent mai sînt încă utilizate sisteme cu drosele, datorită simplității și avantajelor pentru MU cu variații reduse ale încărcării pe ghidaje (de ex. mașini de rectificat). O schemă de prin-

Scanned with OKEN Scanner

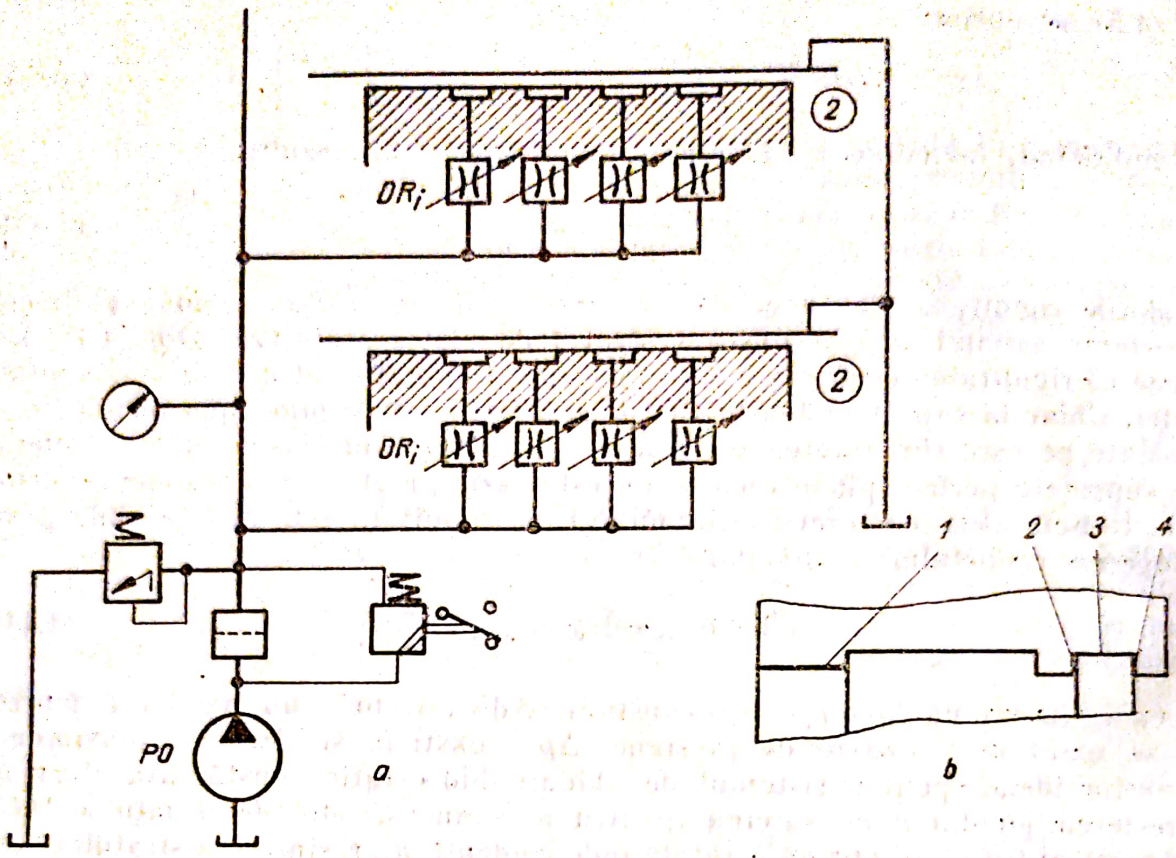


Fig. 4.18

cipiu este dată de figura 4.18, *a* însă numai pentru fațetele *1* și *2* ale sistemului schițat în figura 4.18, *b*, pentru celelalte două (*3* și *4*) fiind identice*. Se observă 4 buzunare pe o fațetă, fiind cîte un drosel DR_i pentru fiecare buzunar. Filtrarea uleiului fiind importantă, la depășirea unei anumite îmbîcsiri a filtrului F, releul de diferență de presiune RDP semnalizează de avariere, pentru a se curăța filtrul. Colectarea uleiului prin canalele și conducta de scurgere CS este la fel ca în figura 4.17. În plan orizontal sistemul este închis. La sistemele de ghidare închise se poate obține o rigiditate mai ridicată prin menținerea unei valori u_{op} adecvată.

Un sistem cu Q — constant asigurat de un regulator de debit care să mențină $p=p_a-p_b=$constant, se poate realiza pe baza regulatoarelor de debit au viteză la care supapa menține căderea de presiune constantă la bornele droselului, respectiv schemele de principiu din figura 4.19, *a* în care dacă S este suprafața totală a pistonului și A — forța arcului, se știe că: $p_aS=p_bS+A$ sau $p_a-p_b=\frac{A}{S}=\Delta p=$constant (4.16).

Mai avantajos este varianta fără arc (fig. 4.19, *b*) deoarece conform expresiei $h=f(u)$ din (4.9) și cu notațiile respective a suprafețelor din figura 4.19, *b*, se obține:

* De la mașina de rectificat interior a firmei Wotan — R.F.G.

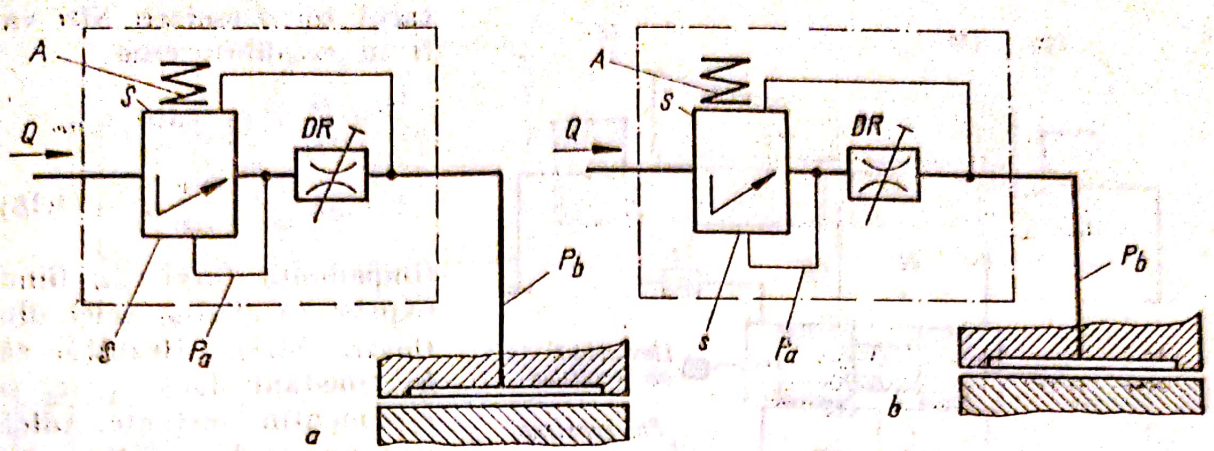


Fig. 4.19

$$p_a s = p_b S, \quad \text{deci} \quad \frac{p_a}{p_b} = \frac{S}{s} = \text{constant} = \frac{1}{u}, \tag{4.17}$$

și deci:

$$h = K\sqrt[3]{\frac{1}{u}} - 1 = \text{constant}.$$

În realitate însă mai apare o cădere de presiune în supapă și insensibilitatea acesteia ceea ce provoacă erori. O soluție* cu pompe și divizoare de debit, care alimentează succesiv buzunarele la un ghidaj circular are schema în figura 4.20. Divizoarele DV_1 și DV_2, alimentînd intercalat buzunarele, măresc siguranța planșaibei în caz de defectare a unei pompe.

Sistemele cu reglare automată prin măsurarea jocului au în soluțiile mai simple traductoare bazate tot pe ulei. Un exemplu are schema din figura 4.21. Măsurarea jocului h se face cu duza DM. Rezistențele hidraulice z_1 și z_2 (care sînt constructiv găuri calibrate în corpul regulatorului) sînt constante, iar rezistența z_a este ajustabilă pentru a se stabili valoarea h corespunzătoare. Evident, duza DM este practic rezistență hidraulică, corespunzînd la z_2, din ambele scăpînd uleiul în canalele de scurgere CS, după cum se observă în vederea fațetei (partea inferioară a figurii). Ser-

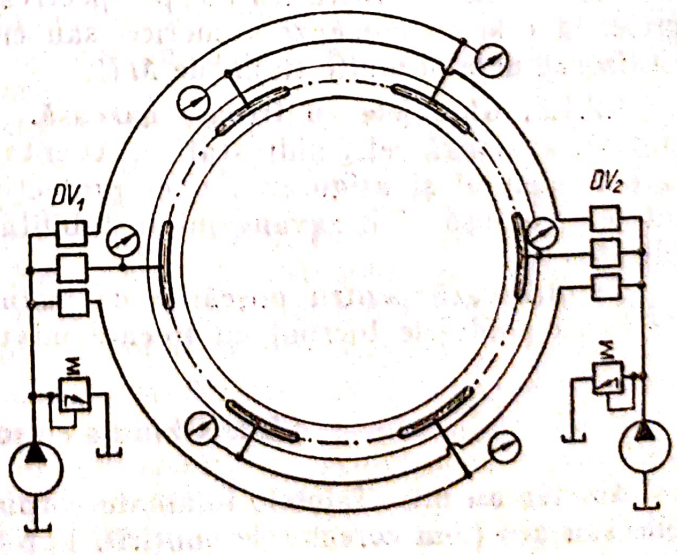


Fig. 4.20

*) Construcție a firmei Frorip din R.F. Germană, pentru o plan șaibă de carusel.

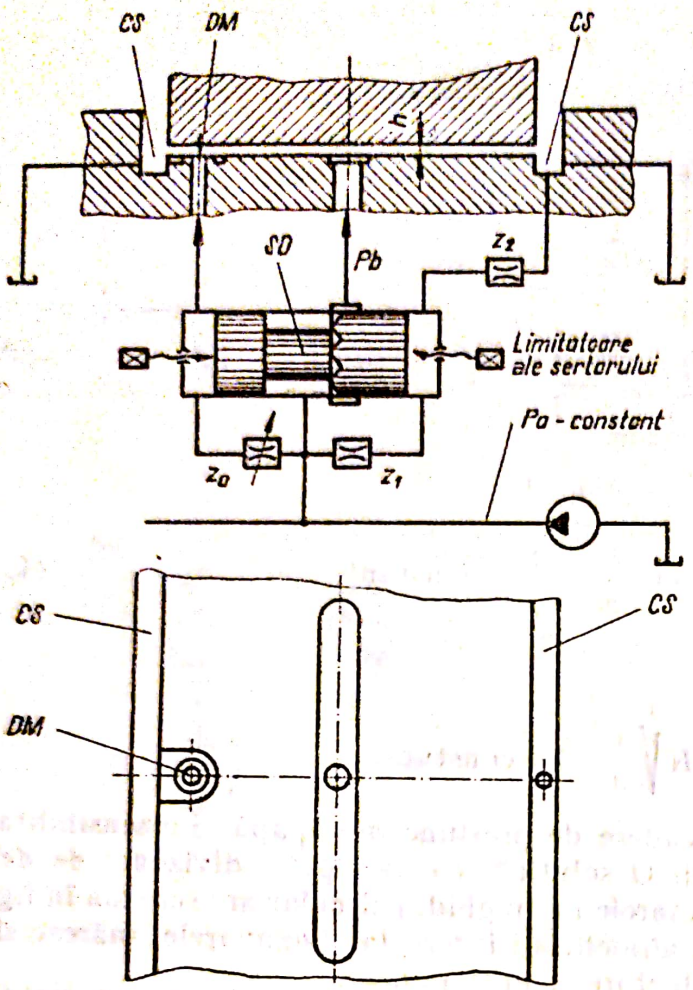


Fig. 4.21

tarul de droselare SD va fi în echilibru cînd

$$\frac{z_1}{z_2}=\frac{z_a}{z_{Dm}},\ \text{în care}\ z_{Dm}=$$

$$=\gamma_{Dm}\frac{1}{h^3},\left[\frac{\text{Ns}}{\text{m}^2}\right],\qquad (4.18)$$

(impedanța duzei z_{Dm} fiind exprimată analog celei din relația (4.7). Rezultă că h=constant dacă z_1, z_2 și r_a se mențin constante. Adică la tendința de variație a lui h echilibrul sertarului SD se schimbă, deci fanta sa de droselare și prin urmare debitul ce ajunge la buzunar. Se utilizează de asemenea și regulatoare cu membrane, care nu au frecări, permit intervale de reglare a sarcinii mai reduse și sînt destul de simple îndeosebi pentru fațetele opuse ale ghidajelor închise.

Datorită frecării foarte reduse indiferent de viteză, uzurii efectiv nule, vitezei stabile și fără sacadări, capacității de amortizare a stratului de ulei, ghidajele cu sustentație hidrostatică au perspectivă de extindere, îndeosebi la MU grele, la cele cu comenzi numerice sau cicluri automate în general. Ele se utilizează deja la multe tipuri de MU.

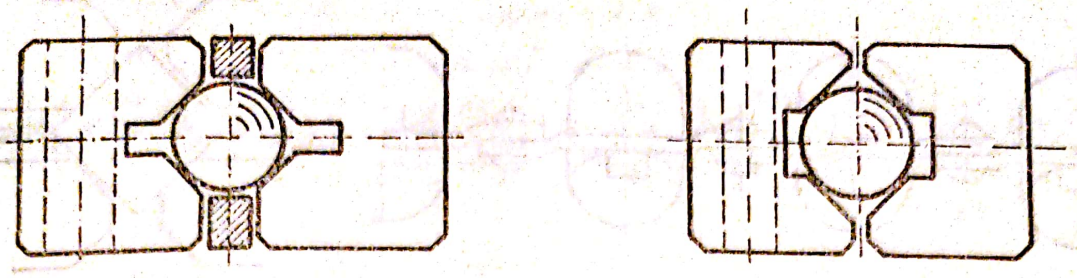
4.2.1.3. **Ghidajele cu frecare gazoasă.** Se bazează pe sustentația aerostatică, analoagă celei hidrostatice. Avantajul constă în lipsa părții de colectare a uleiului și asigurarea unei protecții datorită suflării aerului printre fațete. Au însă și dezavantajul instabilității stratului de aer, care trebuie filtrat etc.

Se utilizează pentru mișcările de instalare sau poziționare, pentru cele de lucru ghidajele lucrînd cu frecare mixtă.

4.2.2. Ghidaje cu rostogolire

Acestea au între fațetele îmbinate corpuri de rostogolire care pot fi: role, bile sau ace (mai corect role subțiri). Fațetele au profile adecvate, pentru a forma căi de rulare corespunzătoare, și asemeni bilelor sau rolelor se execută din materiale, cu tehnologii și condiții tehnice pentru rulmenți. Avantajele cu rostogolire constă în: forțe foarte mici de frecare și deci coborîrea

Scanned with OKEN Scanner



a_1	b_1	c_1	Φ_1
20...116	9...50	8...55	4,8...38

a_2	b_2	c_2	Φ_2
21...124	9...50	8...55	6,4...51

Fig. 4.22

foarte mult a vitezei (înlăturarea practic a sacadării), precizie ridicată la mișcările de instalare, cu „prestrîngere" au rigiditate ridicată, posibilitatea de a suporta bine viteze mari de mișcare, durabilitate ridicată dacă protecția este făcută corespunzător. Ca dezavantaje se menționează: complicațiile în execuție, dificultăți importante la realizarea unei protecții bune și capacitatea redusă de amortizare a vibrațiilor. Ca urmare a acestora, ghidajele cu rostogolire se utilizează la mașini de alezat și găurit în coordonate, la mașini de rectificat rotund, interior și plan și la planșaibe pentru diametre mai mari. Dealtfel, ca ghidaje circulare sînt de fapt rulmenți, construcțiile fiind distincte pentru mișcări lineare pe ghidaje cu fațete plane sau cilindrice.

Închiderea se obține la ghidaje cu bile prin profile ca în figura 4.22. Bilele se utilizează cînd o protecție foarte bună este nerealistă sau dificil de realizat. La ghidaje cu role, pentru închidere se recurge la dispunerea lor încrucișată, ca în figura 4.23, ca să facă contact alternativ pe cîte două fațete dispuse la 90°. Grupul susținut de o colivie din tablă este denumit „lanț cu role încrucișate". Pe o cursă S corpurile de rostogolire parcurg un spațiu $S/2$ (fig. 4.24). La curse scurte aceasta se admite și fiecare ghidaj poate avea rolele sau bilele pe un singur rînd. Construcția unui sistem de ghidare de acest gen pentru o masă este redat în figura 4.25. Luarea jocului și pretensionarea (în scopul măririi rigidității) se face prin pana PN, ca și la ghidajele cu frecare mixtă. Aceasta apasă riglele RR cu căile de rostogolire, după ce în prealabil s-a slăbit șurubul respectiv, prin gaura de acces GA. După reglaj șurubul se strînge și gaura se reastupă cu dopul de protecție DP.

Pentru cursele mai lungi se recurge la elemente de întoarcere a corpurilor de rostogolire. Ultimele pot parcurge întreaga lungime a căii de rostogolire sau numai o parte, efectuînd întoarcerea pe grupuri, care constituie elemente constructive numite patine, tanchete sau seturi. Fiecare patină sau tanchetă are colivie și scripeți sau profile pentru conducerea (asemeni unei șenile) a lanțului de role încrucișate respectiv cilindrice, atît între căile de rostogolire unde preiau sarcina, cît și pe calea de întoarcere. Forțele de la VE mobilă a mașinii-unelte la piesa portantă, se transmit prin aceste patine

Scanned with OKEN Scanner

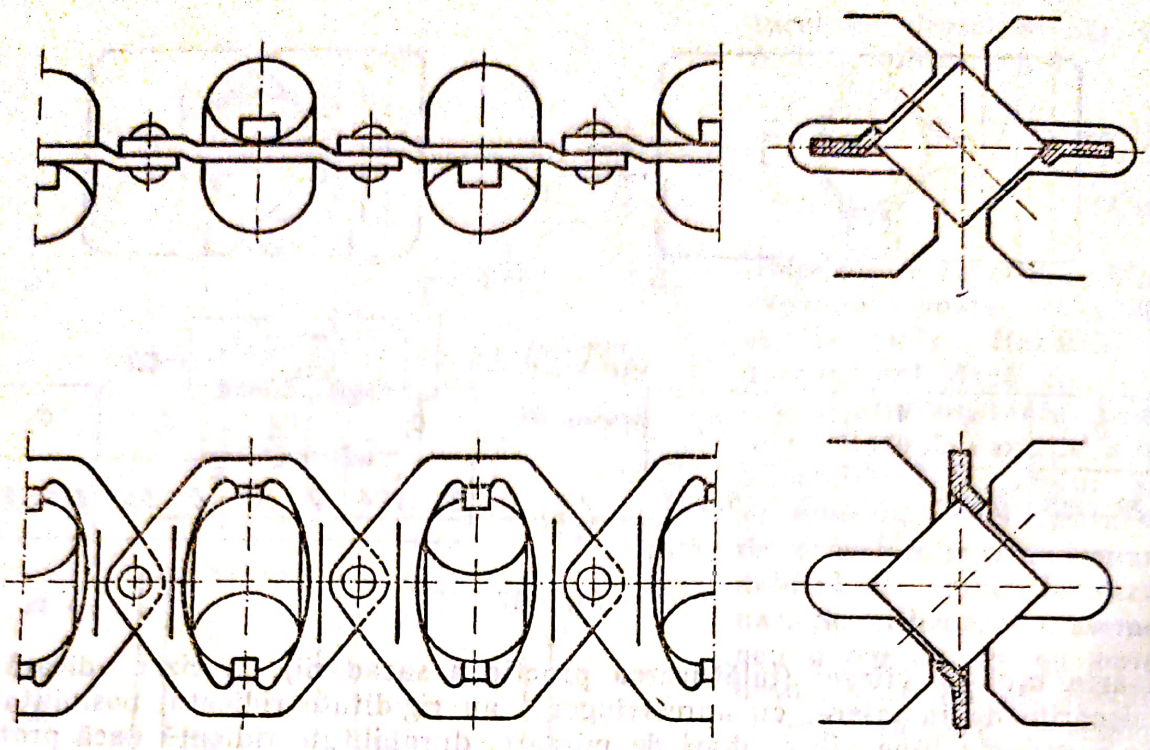


Fig. 4.23

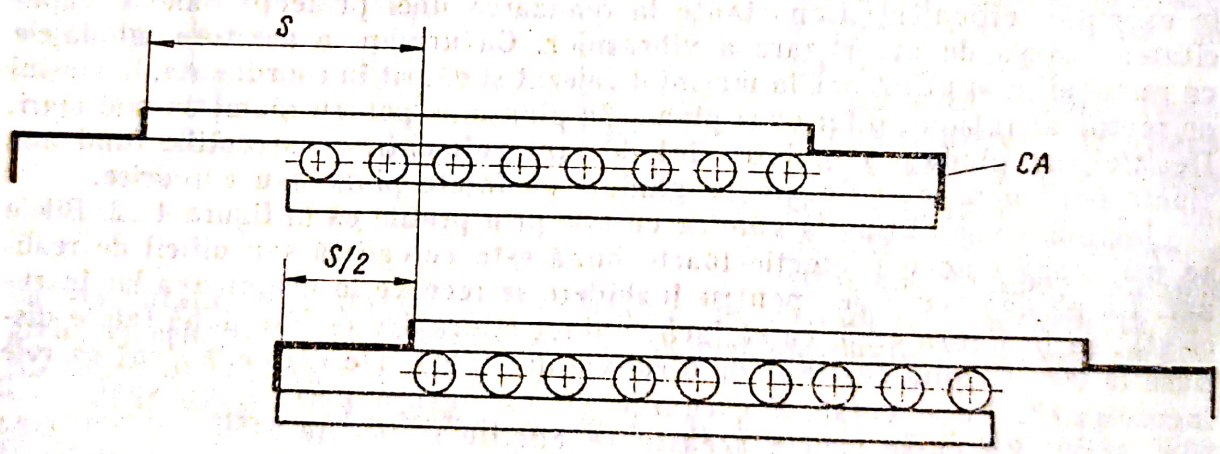


Fig. 4.24

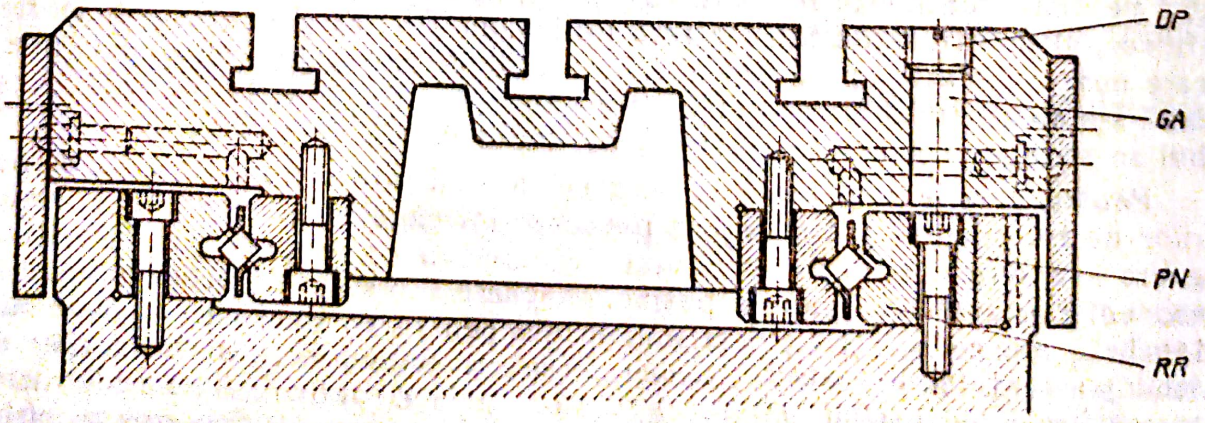


Fig. 4.25

Scanned with OKEN Scanner

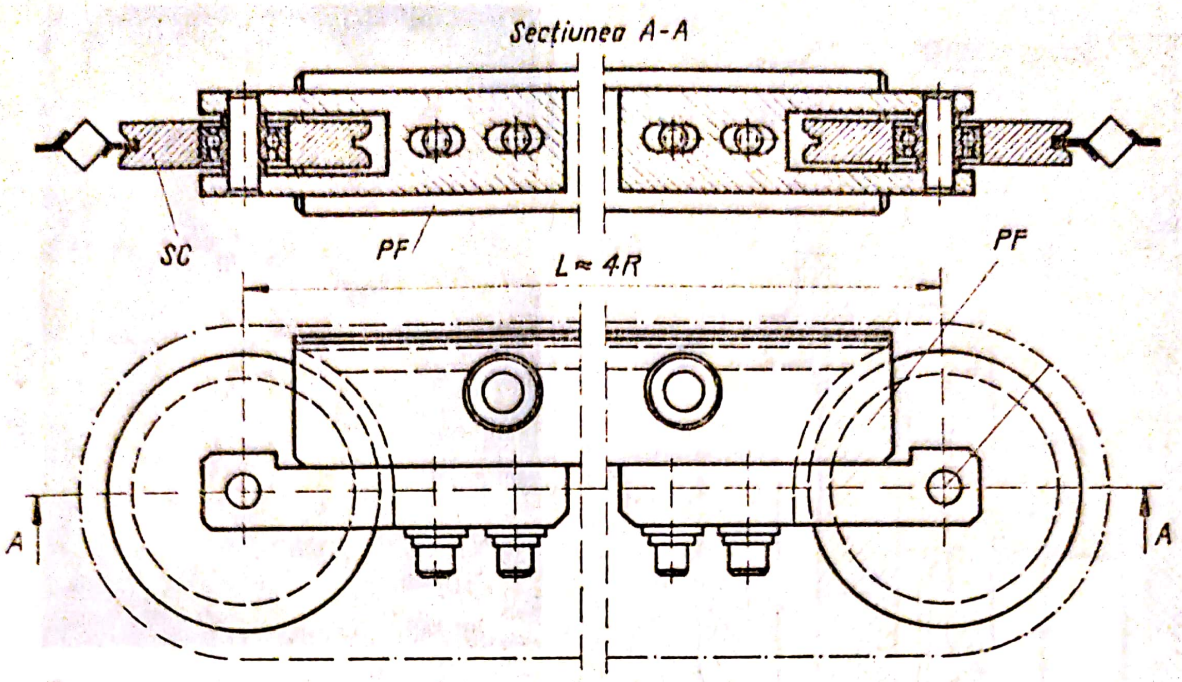
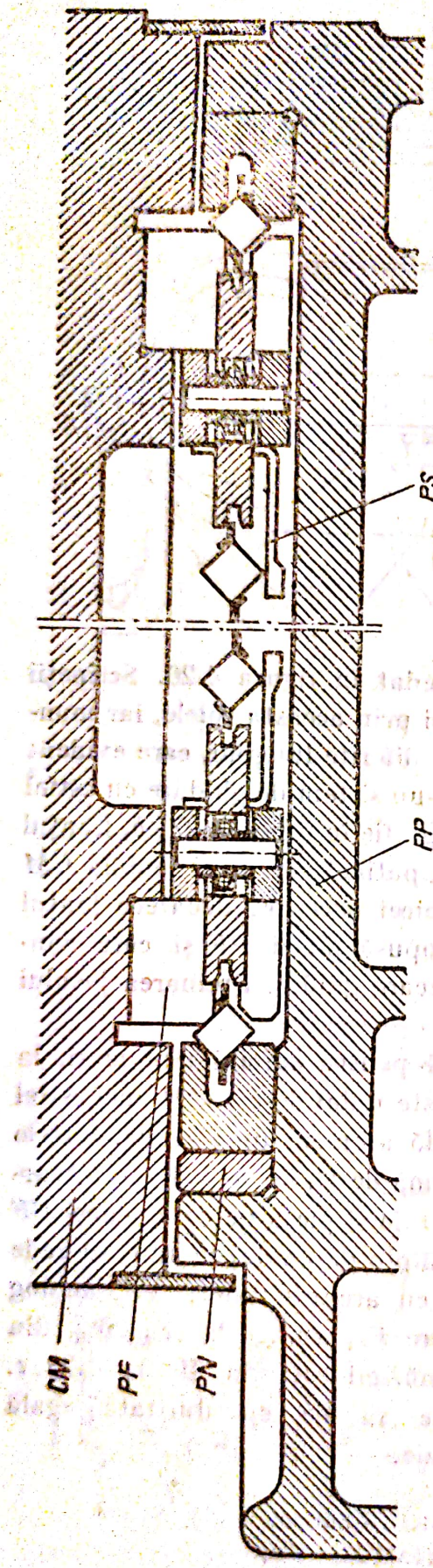


Fig. 4.26

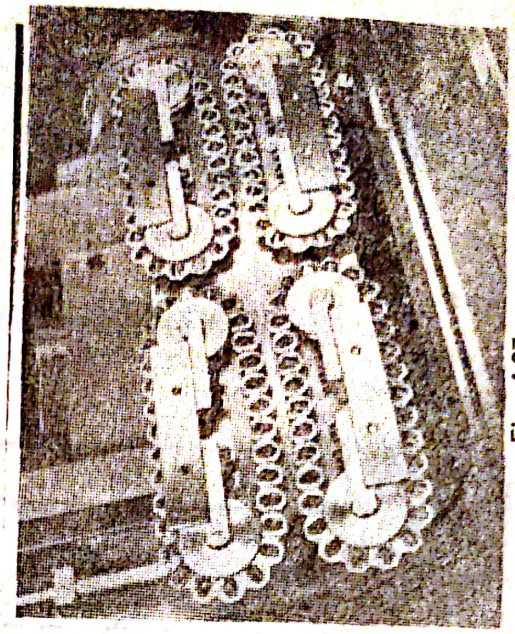
sau tanchete. Un exemplu de patină*) este redat în figura 4.26. Scripeții *SC* conduc colivia (care trece prin canalul lor) și prin aceasta rolele, iar montarea la *PCO* în cauză se face prin placa *PF*, de diferite lungimi, care evident preia și forțele pentru ghidare. O secțiune printr-un sistem de ghidare cu astfel de patine este redată în figura 4.27, *a*, iar o fotografie în figura 4.27, *b*. Lanțul cu role este susținut de plăcile *PS*, fixate ca și patinele de *PCO* mobilă *CM* (o păpușă de rectificat). Susținerea este de obicei necesară deoarece lanțul este liber în partea de întoarcere (fig. 4.26), opusă plăcii *PF* și care constituie a doua riglă cu căile de rostogolire la fiecare ghidaj. Preluarea jocului și prestrîngerea se realizează cu pana *PN*.

Tanchetele, cu role cilindrice, se utilizează pentru sarcini mai mari, la ghidaje deschise sau închise. În figura 4.28, *a* este redat desenul**) unei astfel de tanchete sau element cu role. Rolele circulă asemeni unei șenile, forțele transmițîndu-se prin placa de fixare *PF*, în formă de U, iar pe cale de întoarcere *CI* rolele sînt libere, existînd jocul *j* între role și piesa pe care placa *PF* este fixată prin marginile profilului *U*. Un exemplu de ghidaj montat se vede în figura 4.28, *b*. Prestrîngerea se realizează cu arcurile taler, *AT*, analog exemplul din figura 4.14. Forța de prestrîngere F_{p_s} ajunge la cca 20% din sarcină, cu care rigiditatea pentru diferite mărimi este în figura 4.28, *c*. Căile de rulare ale fațetelor cu plăci trebuie să fie cu duritate egală (60—63 HRC) și în anumite condiții de precizie.

*) Ghidajele cu role încrucișate se produc de firma SKF — Suedia.
**) Producător Întreprinderea de accesorii pentru MU (IAMU) — Blaj.



a



b

Fig. 4.27

Ghidajele cu rostogolire se aplică și la fațete cilindrice în variantă deschisă sau închisă, cînd fațeta cuprinde un unghi $\alpha > \pi$, astfel că pot fi preluate și forțe de smulgere. Fațeta îmbinată este realizată din bucșe cu tăietură, avînd bile cu circulație după o generatoare și cale de întoarcere paralelă dispusă spre exteriorul bucșei, după cum se observă în figura 4.29. Elementul se montează din două bucșe, cea interioară avînd numai rol de ghidare a bilelor pe cursa de sarcină și întoarcere. Se utilizează și ghidaje în coadă de rîndunică, cu role subțiri, într-un singur rînd.

Scanned with OKEN Scanner

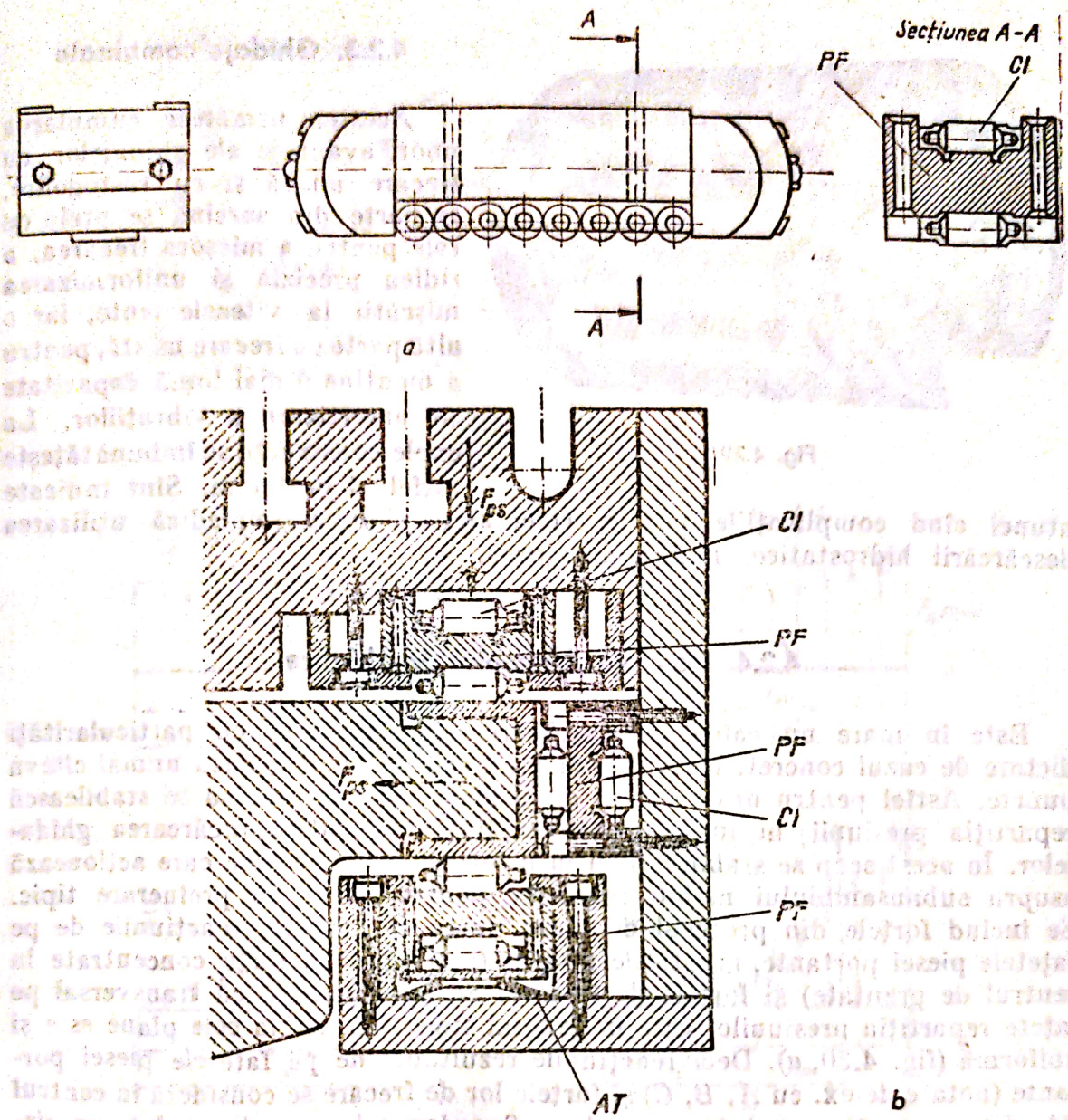

A
Sectiunea A-A
PF
CI
A
a
F_{ps}
CI
PF
PF
F_{ps}
CI
PF
AT
b
[μm]
GRT 4
GRT 3
GRT 5
GRT 2
GRT 6
GRT 1
[daN]
c

Fig. 4.28

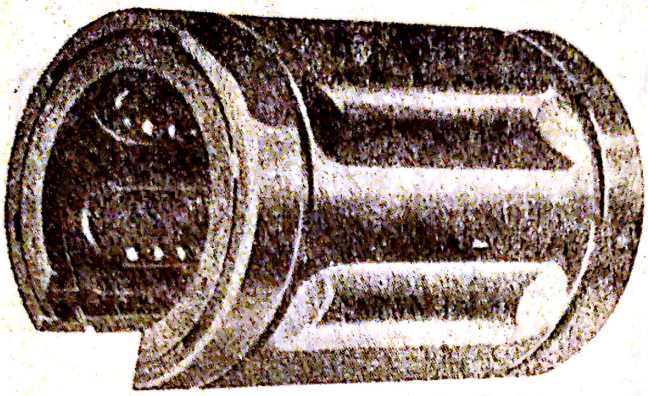


Fig. 4.29

4.2.3. Ghidaje combinate

Acestea urmăresc cumularea unor avantaje ale ghidajelor cu frecare mixtă şi cu rostogolire. O parte din sarcină se preia cu role pentru a micşora frecarea, a ridica precizia şi uniformizarea mişcării la vitezele lente, iar o altă parte cu frecare mixtă, pentru a menţine o mai bună capacitate de amortizare a vibraţiilor. La unele construcţii se îmbunătăţeşte astfel şi protecţia. Sînt indicate atunci cînd complicaţiile pentru colectarea uleiului împiedică utilizarea descărcării hidrostatice, mai avantajoasă.

4.2.4. Calculul sistemelor de ghidare

Este în mare un calcul de verificare, executîndu-se cu particularităţi dictate de cazul concret. Datorită lungimii sale se menţionează numai cîteva puncte. Astfel pentru orice sistem de ghidare este necesar să se stabilească repartiţia presiunii în lungul faţetelor îmbinate, adică încărcarea ghidajelor. În acest scop se stabilesc mai întîi forţele şi momentele care acţionează asupra subansamblului mobil, respectiv pentru cazul de prelucrare tipic. Se includ forţele din procesul de lucru, forţa de tragere, reacţiunile de pe faţetele piesei portante, greutăţile proprii (acţionînd ca forţe concentrate în centrul de greutate) şi forţele de frecare. Se aproximează că transversal pe faţete repartiţia presiunilor este în general simetrică, iar la cele plane este şi uniformă (fig. 4.30, *a*). Deci reacţiunile rezultante de pe faţetele piesei portante (notate de ex. cu A, B, C) şi forţele lor de frecare se consideră în centrul lăţimilor respective, notate cu a, b, c. Coordonatele se notează într-un sistem avînd abscisa după direcţia ghidajelor, iar ordonata perpendiculară şi trecînd prin cele 2 ghidaje. Se consideră apoi echilibrul componentului mobil (sanie, masă etc.), scriindu-se cele 6 ecuaţii ale staticii, adică:

$$\Sigma X=0;\ \Sigma M_x=0;$$

$$\Sigma Y=0;\ \Sigma M_y=0;$$

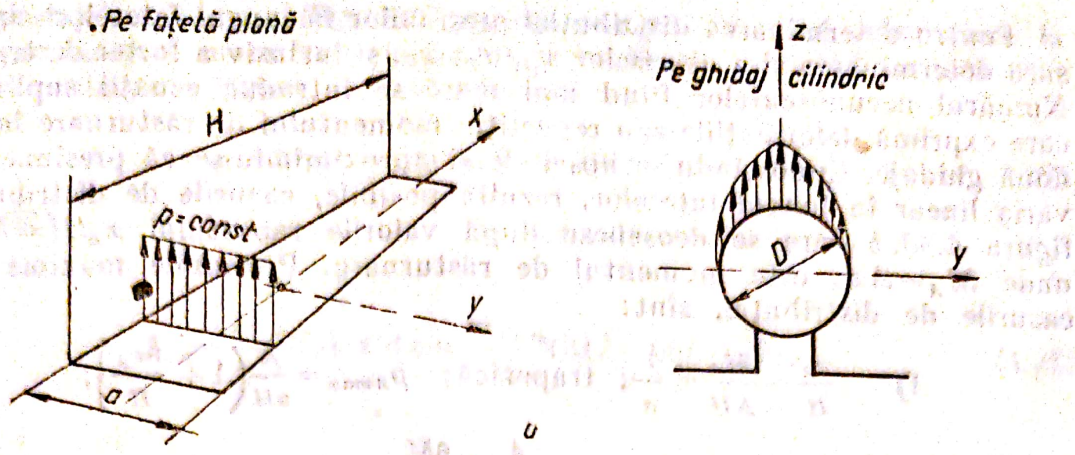
$$\Sigma Z=0;\ \Sigma M_t=0, \tag{4.19}$$

în care A, B, C, abscisele lor x_A, x_B, x_C, faţă de mijlocul faţetelor mobile de lungime H şi forţa de tragere T, sînt necunoscutele.

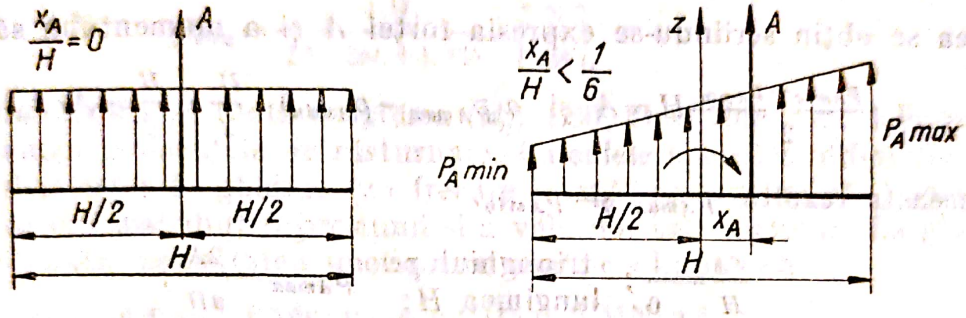
La prima fază se determină reacţiunile A, B, C, care permit determinarea presiunilor medii, adică

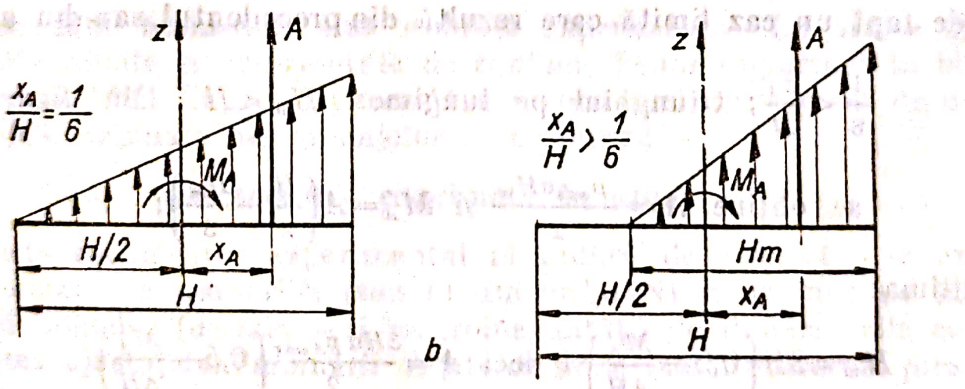
$$p_{mA}=\frac{A}{aH};\ p_{mB}=\frac{B}{bH};\ p_{mC}=\frac{C}{cH}. \tag{4.20}$$

Scanned with OKEN Scanner

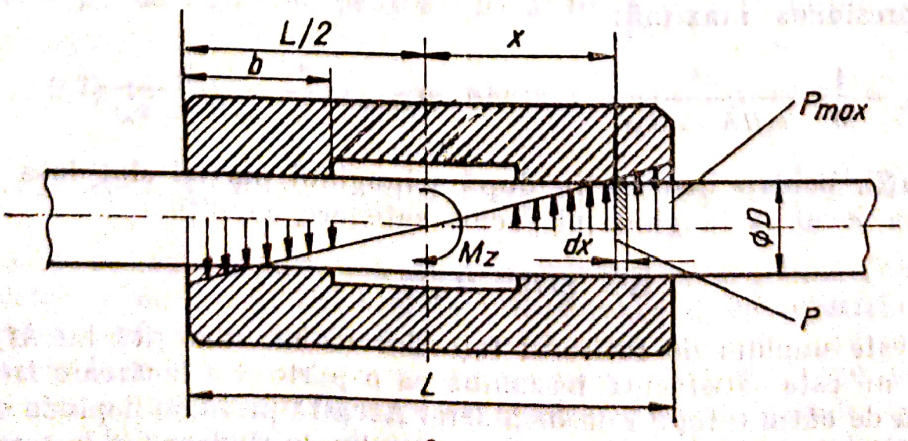

Pe faţetă plană
H
x
p = const
y
a
z
Pe ghidaj cilindric
D
y

a


$\frac{x_A}{H}=0$
A
H/2
H/2
H
z
A
$\frac{x_A}{H}<\frac{1}{6}$
P_A max
P_A min
H/2
x_A
H


z
A
$\frac{x_A}{H}=\frac{1}{6}$
M_A
H/2
x_A
H
z
A
$\frac{x_A}{H}>\frac{1}{6}$
M_A
Hm
H/2
x_A
H

b


L/2
x
b
P_{max}
M_z
dx
D
P
L

c

Fig. 4.30

Pentru determinarea distribuției presiunilor în lungul fațetelor, este necesară determinarea și a absciselor x_A, x_B, x_C, și inclusiv a forței de tragere T. Numărul necunoscutelor fiind mai mare se introduc ecuații suplimentare care exprimă deformațiile sau repartiția momentului de răsturnare între cele două ghidaje. Cunoscîndu-se abscisele și aproximîndu-se că presiunea poate varia linear în lungul fațetelor, rezultă posibile, cazurile de distribuție din figura 4.30, *b* care se deosebesc după valorile raportului $x_A/H=M_A/AH$, unde $M_A=Ax_A$ este momentul de răsturnare. Presiunile maxime pentru cazurile de distribuție, sînt:

1) $\frac{x_A}{H}=\frac{M_A}{AH}<\frac{1}{6}$; trapezică; $p_{Amax}=\frac{A}{aH}\left(1+\frac{6x_A}{H}\right)$;

sau $p_{Amax}=\frac{A}{aH}+\frac{6M}{aH^2}$. (4.21)

Acestea se obțin scriindu-se expresia forței A și a momentului său, adică:

$$a\,\frac{p_{Amax}+p_{Amin}}{2}H=A \text{ și } a(p_{Amax}-p_{Amin})\,\frac{H}{2}\cdot\frac{H}{6}=A\cdot x_A. \quad (4.41, a)$$

Din aceasta rezultă p_{Amax} și p_{Amin}.

2) $\frac{x_A}{H}=\frac{1}{6}$; triunghiul pe lungimea H; $p_{Amax}=\frac{2A}{aH}$; (4.22)

Este de fapt un caz limită care rezultă din precedentul sau din următorul.

3) $\frac{1}{6}<\frac{x_A}{H}$; triunghiul pe lungimea $H_m<H$. Din figura 4.30, *b*

se obține $A=\frac{p_{max}aH_m}{2}$ și $M_A=A\left(\frac{H}{2}-\frac{H_m}{3}\right)$; (4.23)

Din ultima:

$$H_m=3H\left(0{,}5-\frac{M_A}{AH}\right) \text{ și deci } A=\frac{3Ha\,p_{Amax}}{2}\left(0{,}5-\frac{M_A}{AH}\right), \quad (4.24)$$

din care presiunea maximă:

$$p_{Amax}=\frac{4}{3}\cdot\frac{A^2}{a(HA-2M_A)}; \quad \text{sau} \quad p_{Amax}=\frac{4}{3}\cdot\frac{A}{a(H-2\,x_A)}. \quad (4.25)$$

Aceste relații, pentru distribuția după triunghiul parțial sînt însă valabile numai dacă jocul Δ la ghidajul închis satisface condiția

$$\Delta>\varphi(H-H_m); \quad (4.26)$$

în care φ este unghiul de rotire al fațetelor mobile, datorită lui M_A. Dacă însă (4.26) nu este satisfăcută înseamnă că o parte din încărcare trebuie să fie preluată de către o fațetă de închidere. Această preluare depinde de cedările dintre fațete și deci de construcția sistemului de ghidare (cu frecare mixtă, hidrostatic etc.).

Scanned with OKEN Scanner

La ghidajele cilindrice (fig. 4.30, *c*), de exemplu în cazul celor fixate la capete, presiunea și momentul elementar la o abscisă x, ținînd cont că presiunea se preia pe o lățime D, sînt respectiv:

$$p=2p_{max}\frac{x}{L},\ \text{și}\quad dM_z=2xDpdx; \tag{4.27}$$

și integrînd

$$M_z=\frac{4Dp_{max}}{L}\int_{\frac{L}{2}-b}^{\frac{L}{2}}x^2dx=\frac{Dbp_{min}}{3L}(3L^2-6bL+4b^2), \tag{4.28}$$

din care

$$p_{max}=\frac{LM_z}{L^2-2bL+1{,}33b^2},\ \left[\frac{\text{N}}{\text{m}^2}\right]. \tag{4.29}$$

Pentru cazul fixării pe toată lungimea (fig. 4.30, *a*) se ține cont de suprafața rămasă, pentru momentele de răsturnare. Calculele specifice diferitelor construcții a sistemelor de ghidare (cu frecare mixtă, rostogolire etc.) se fac pe baza cunoașterii distribuției presiunii și a valorilor sale maxime. La ghidajele cu frecare mixtă, necesitatea unei uzuri minime impune ca

$$p_{Amax}\leqslant p_{adm};\ \text{unde}\ p_{Aadm}=0{,}05\ldots 5\ \text{MN/m}^2. \tag{4.30}$$

Valorile presiunii admisibile sînt stabilite experimental. La aceste ghidaje trebuie determinate și deformațiile de contact, factor important în bilanțul de precizie al *MU*. Expresia generală a deformației (apropierii) de contact între fețetele îmbinate ale ghidajelor se consideră

$$\delta=kp,\ \text{mai sugestiv exprimată în}\ \mu\text{m}, \tag{4.31}$$

unde k este coeficientul experimental al cedării de contact — se exprimă pentru corelație în $\mu\text{m}\cdot\text{m}^2/\text{N}$ (sau în $\mu\text{m cm}^2/\text{daN}$) și depinde de calitatea suprafeței fețetelor (de micro- și macroinegalități) de dimensiunile acestora, de calitatea ajustajului îmbinării fețetelor și de însăși valoarea presiunilor nominale — p; de exemplu pentru: $p\leqslant 3\cdot 10^{-5}\left[\frac{\text{N}}{\text{m}^2}\right]$; și lățimi $a\leqslant 50$ mm, $k=(0{,}5\ldots 0{,}7)\cdot 10^{-5}\left[\frac{\mu\text{m}\cdot\text{m}^2}{\text{N}}\right]$ și pentru $a\leqslant 200$ mm; $k=2\cdot 10^{-5}\left[\frac{\mu\text{m}\cdot\text{m}^2}{\text{N}}\right]$; (4.32)

La $p>(3\ldots 4)\cdot 10^{-5}\left[\frac{\text{N}}{\text{m}^2}\right]$ și $a\leqslant 100$ m, $k=0{,}5\cdot 10^{-5}\left[\frac{\mu\text{m}\cdot\text{m}^2}{\text{N}}\right]$.

Deformațiile de contact provoacă părții mobile deplasări și rotiri, care se transmit sculelor și obiectelor. Deplasările influențează direct precizia, însă efectul rotirilor depinde de unghiuri și raze. Pentru rotiri în jurul axelor paralele cu fețetele se pot considera valorile medii p_m, date de (4.20). Pentru cazul sistemului și notațiilor din figura 4.31, *a* dacă lucrează fețetele A și C (adică $p_a>0$ și $p_c>0$) provocîndu-se deformațiile δ_A și δ_C, unghiul de rotație în jurul unei axe paralelă cu x este:

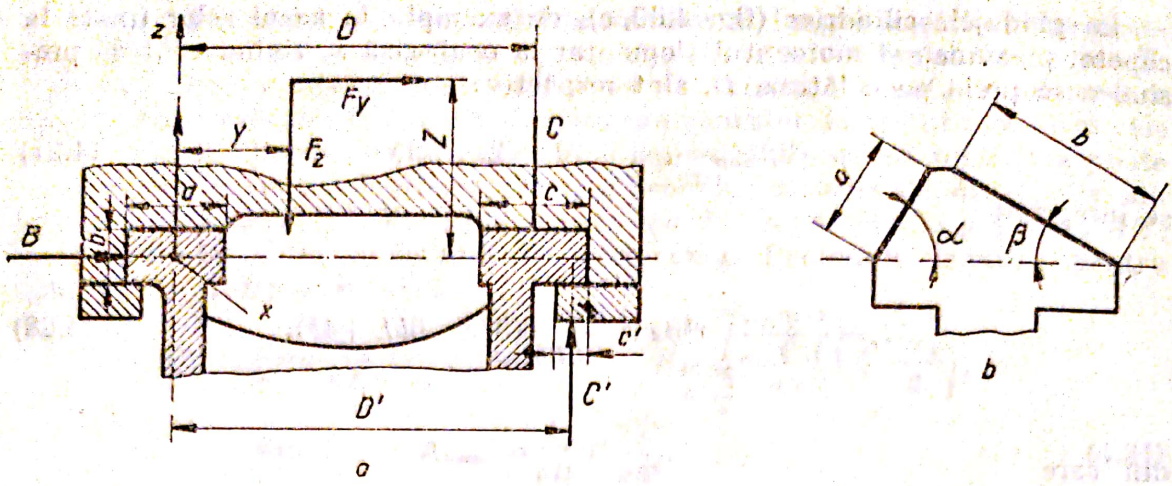


Fig. 4.31

$$\varphi_x = \frac{\delta_A - \delta_C}{D} = k\frac{p_A - p_C}{D}, \tag{4.33}$$

și cînd lucrează fațeta A și C' (închiderea inferioară cu $p_C' > 0$)

atunci

$$\varphi_x = k\frac{p_A + \xi p_C}{D'} + \frac{\Delta}{D'}, \tag{4.33, a}$$

în care: ξ este coeficient determinat de încovoierea riglei de închidere;
Δ — jocul în ghidajul cu închidere.

Deplasările originii O după axele y și z sînt în medie

$$\delta_{y0} = kp_B \text{ și } \delta_z = \frac{k}{2}(p_A + p_C) \text{ sau } \delta_z = \frac{k}{2}(\xi p_{c'} - p_A), \tag{4.34}$$

iar a unui punct curent din planul secțiunii x și y (de ex. la vîrful sculei) sînt:

$$\delta_y = \delta_{y0} \pm \varphi_x z \text{ și } \delta_z = \delta_{z0} \pm \varphi_x y \text{ sau } \delta_z = \delta_{z0} \pm \varphi_x y. \tag{4.35}$$

La ghidajele A și V și la cele în coadă de rîndunică se introduc lățimile echivalente din punct de vedere al efectului, adică al deformațiilor și forței suportate, care rezultă în general din egalitatea forțelor pe aceeași direcție. De exemplu pentru fațeta a (fig. 4.31, b):

$$a_e p_A H = (a\cos\alpha)(p_A \cos\alpha)H \text{ sau } a_e = a\cos^2\alpha; \tag{4.36}$$

$$\text{și analog } (a+b)_e = a\cos^2\alpha + b\cos^2\beta.$$

Lățimile echivalente se utilizează și la determinarea repartiției momentului de răsturnare între ghidaje.

Considerînd separat un ghidaj cu o fațetă sau una echivalentă (convențional cu aceeași notație — de ex. a) și momentul aferent, se observă că datorită distribuției neuniforme a presiunii în lungul fațetelor (fig. 4.30, b) se produc de asemenea rotiri, însă acestea sînt în jurul unei axe paralele cu axa y. Se iau cele două cazuri distincte, plus cel cu fațetă de închidere și joc.

— La repartiția trapezoidală (fig. 4.30, *b*), unghiul este

$$\varphi_y = \frac{\delta_{Amax} - \delta_{Amin}}{H} = k\,\frac{p_{max} - p_{Amin}}{H}, \tag{4.37}$$

în care

$$p_{Amin} = 2p_{Amed} - p_{Amax}, \text{ sau } p_{Amin} = \frac{A}{aH} - \frac{6M_A}{AH^2} \tag{4.38}$$

și utilizînd (4.21) și (4.38) se obține:

$$\varphi_y = \frac{12\,M_A k}{aH^3}, \text{ cu condiția } \frac{M_A}{aH} < \frac{1}{6}; \tag{4.39}$$

— La repartiția triunghiulară cu $H_m < H$ și respectarea condiției (4.26), unghiul de rotire este:

$$\varphi_y = \frac{\delta_{Amax}}{H_m} = \frac{Kp_{Amax}}{H_m}. \tag{4.40}$$

Înlocuind cu (4.25) și avînd pe H_m din (4.23), se obține:

$$\varphi_y = \frac{12\,M_A k}{\lambda a H^3}, \text{ unde } \lambda = 13{,}5\,\frac{M_A}{AH}\left(1 - \frac{2M_A}{AH}\right); \tag{4.41}$$

cu condițiile

$$\frac{M_A}{aH} > \frac{1}{6}, \quad \Delta > \varphi_y\,(H + H_m). \tag{4.26}$$

— La repartiția triunghiulară, cînd participă și fațeta de închidere, care de obicei este cu joc, se pierde o parte din lungimea H tocmai datorită jocului (fig. 4.32). Se consideră că ghidajul și inclusiv fațeta de închidere, este

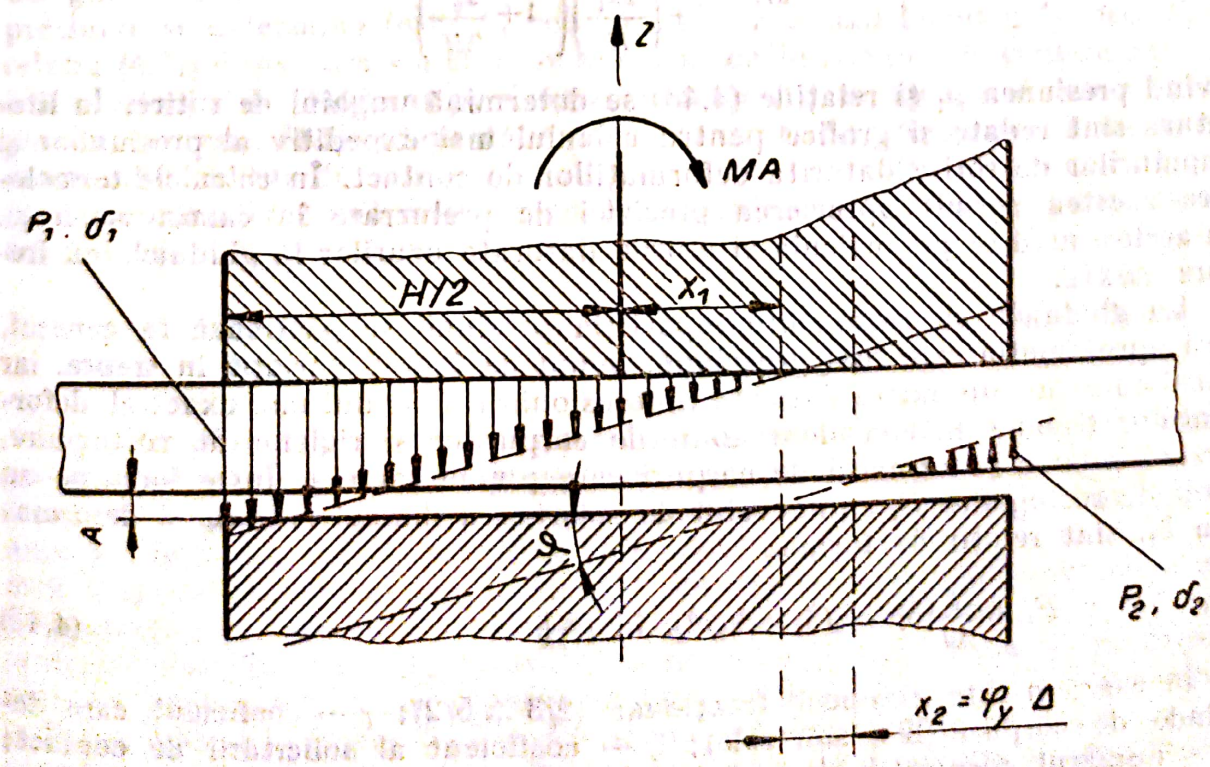


Fig. 4.32

simetric față de planul zox. Cu notațiile din figura 4.32 și pe baza celor de mai sus se determină și presiunea maximă $p_1=p_{max}$ ținînd cont de deformațiile de contact. Cu notația ξ din (4.33, a) se exprimă:

$$\delta_1=kp_1 \text{ și respectiv } \delta_2=\xi kp_2, \tag{4.42}$$

și

$$\varphi_y=\frac{kp_1}{0{,}5H+x_1}=\frac{\xi kp_2}{0{,}5H-x_1-x_2}=\frac{\Delta}{x_2}. \tag{4.43}$$

Considerînd ecuațiile de echilibru ale ghidajului

$$0{,}5p_1a(0{,}5H+x_1)-p_1a'(0{,}5H-x_1-x_2)=A \tag{4.44}$$

și

$$\frac{p_1a(0,5H+x_1)^2}{3}+\frac{2p_2a'(0,5H-x_1-x_2)^2}{3}\left(1+\frac{1{,}5x_2}{0{,}5H-x_1-x_2}\right)=M_A-Ax_1,$$

și ținînd cont de (4.43) se calculează presiunea maximă:

$$p_1=\frac{A}{aA}-\frac{4\left(1+\frac{2x_1}{H}\right)}{\left(1+\frac{2x_1}{H}\right)^2-\gamma\left(1-\frac{2x_1}{H}-\frac{2x_2}{H}\right)^2}; \text{ unde } \alpha=\frac{2a'}{\xi a}, \tag{4.45}$$

iar a' reprezintă lățimea fațetei de închidere. În cazul particular cînd $A=0$ și $M_A\neq 0$, în mod analog se obține:

$$p_1=\frac{6M_A}{aH^2}\cdot\frac{1}{1+\left(\frac{2x_1}{H}\right)\left(1+\frac{x_2}{2H}\right)}. \tag{4.46}$$

Avînd presiunea p_1 și relațiile (4.43) se determină unghiul de rotire. În literatură sînt redate și grafice pentru calculul mai expeditiv al presiunilor și unghiurilor de rotire datorită deformațiilor de contact. În calculele tehnologice acestea permit aprecierea preciziei de prelucrare în cazuri concrete. În același mod se pot calcula și erorile datorate uzurilor la ghidajele cu frecare mixtă.

La ghidajele cu rostogolire repartiția presiunii se păstrează în general, deși aproximația este mai grosolană, avînd de fapt o variație în trepte, iar cazul cu jocuri nu există datorită pretensionării. Calculul mai exact al deformațiilor trebuie să considere abaterile corpurilor și riglelor de rostogolire, pretensionarea și numărul de corpuri care preiau sarcina. Între forța pe un corp de rostogolire F_{ic}, intervalul de tolerare a diametrelor Δ_d și deformația δ_i, sînt relații de forma:

$$F_{ic}=\frac{\gamma}{\Delta d}[\delta_i^m-\xi(\delta_i-\Delta_d)^m], \text{ în [N]}, \tag{4.47}$$

și în care: m este exponent fracționar (2/3 ... 5/2); γ — coeficient care depinde de corpuri (bile sau role); ξ — coeficient al solicitării de contact; i — numărul corpurilor de rostogolire (minim cca 15).

Scanned with OKEN Scanner

Forța F_{tc} pe un corp, se determină din repartiția presiunii și din forța de prestrîngere care îi revine F_{tN}, adică $F_{tc} = F_{tp} + F_{tN}$. Ultima se poate lua $F_{tN} = (3 \dots 5)l$, în N și în care l este lungimea rolei, în m (relație experimentală). Rotirile și deplasările care rezultă în urma deformațiilor, la ghidaje cu rostogolire, se determină mai simplu cu relații de forma:

$$\varphi = \frac{6\,Mk_r}{\varepsilon a H^2 i} \text{ și respectiv } \delta = \frac{Ak_r}{\gamma a H}, \tag{4.48}$$

în care: ε, γ sînt coeficienți specifici; k_r — coeficientul cedării de contact la rostogolire.

S-a considerat evident că nu există jocuri, ci pretensionare. Ultima are importanță la determinarea forței de frecare și de tragere a subansamblelor mobile avînd ghidaje cu rostogolire.

La ghidajele cu descărcări hidrostatice, repartiția presiunii este de asemenea în trepte. Numărul canalelor de descărcare i (pe lungime) se admite: $i = 2 \dots 4$, după lungimea fațetei și pe baza repartiției presiunii pe fațetă se determină forța F_t care revine reazemului cu un canal. Coeficientul q al descărcării hidrostatice și forța de descărcare F' au expresiile

$$q = \frac{F'}{F_t} = 0{,}7, \text{ respectiv } F' = c'LBp_c, \tag{4.49}$$

în care: p_c este presiunea în canal; c' — coeficient analog celui stabilit de (4.4); LB — dimensiunile reazemului delimitat de canal. Deoarece q se alege, din (4.49) se determină presiunea uleiului ce intră în canalul de descărcare și curgere, adică

$$p_c = \frac{0{,}7F_t}{c'LB} \quad \left[\frac{\text{N}}{\text{m}^2}\right] \tag{4.50}$$

La ghidajele cu sustentație hidrostatică, considerînd repartiția în trepte a presiunii, se determină forța F_t pentru un reazem sau buzunar [și deci F_b — relația (4.3)] după care s-a stabilit numărul de buzunare. Precizîndu-se jocul h și presiunile din buzunar p_b și de alimentare p_a, se calculează debitul pompei cu expresia (4.6) adaptată cazului concret. Se menționează că aceste debite sînt destul de mici, de exemplu 5 cm³/s sau 9 cm³/s. Presiunea p_a fiind aproximativ dublă celei din ghidaje, rezultă că pompele au puteri foarte mici de ex. 0,2 ... 0,7 kW.

4.2.5. Protecția sistemelor de ghidare

Este importantă pentru asigurarea condițiilor normale de exploatare sau chiar a unora mai avantajoase. S-a dovedit în exploatare că la o ungere suficientă și ghidaje bine protejate, acestea nu prezintă uzuri sensibile, nici după ani de funcționare. În schimb fără aceasta zgîrieturile apar chiar în primele luni. Ca urmare tot mai multe *MU* au sistemele de ghidare cu elemente de protecție, cu care este posibilă și o ungere mult mai bună. Se deosebește protecția „laterală" și „longitudinală" a fațetelor libere. Prima se realizează ușor, cu șicane. Acestea se observă în figura 4.8, în figura 4.17 (schematic), în figura 4.25 și în figura 4.27, *a*. La nevoie intrarea în plăci se poate închide complet cu garnituri de pîslă. Problemele apar la protecția longitudinală,

Scanned with OKEN Scanner

mai ales la cursele lungi. Pentru aceasta se recurge la curățarea fațetelor la fiecare cursă sau la acoperirea lor. Curățarea se face cu răzuitoare din tablă, cauciucuri sintetice, mase plastice și pîslă, frecvent de construcție combinată, care se montează la extremitatea fațetei mobile. Două exemple simpliste se pot observa în figura 4.13, *b* și figura 4.13, *c*. Curățirea nu dă însă satisfacție totală. Soluția a doua — acoperirea — este cea care poate fi sigură cu condiția întreținerii sale corespunzătoare în exploatare.

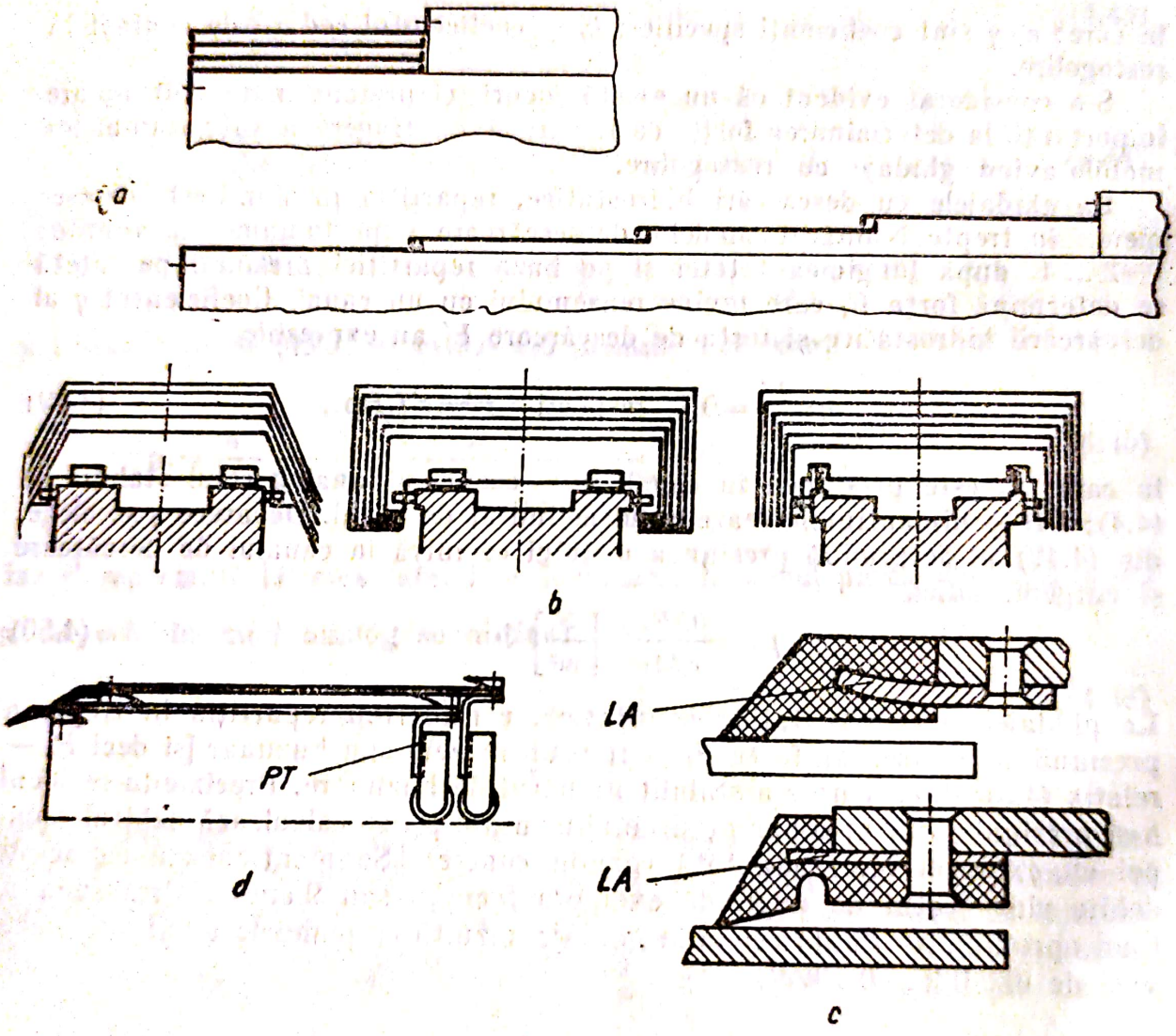


Fig. 4.33

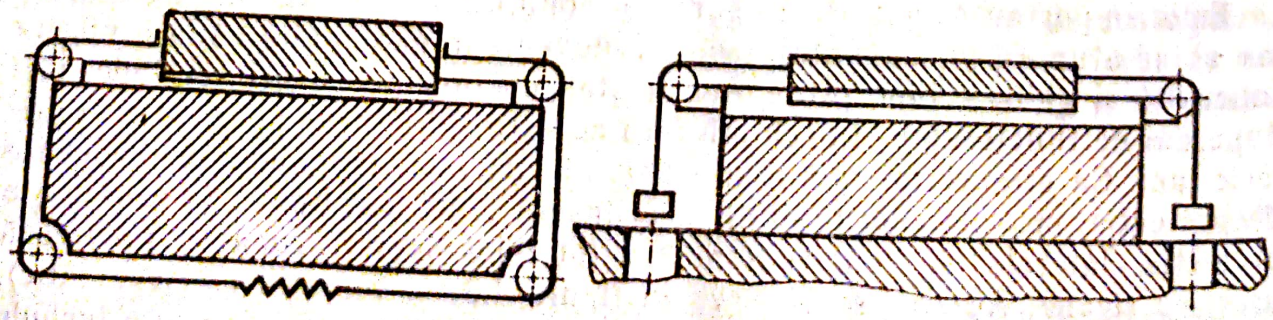


Fig. 4.34

Scanned with OKEN Scanner

Acoperirea se realizează cu capace rigide în consolă, burdufuri gofrate, tăblii telescopice și benzi metalice. Capacele sînt fixate la capetele subansamblului mobil. Principiul lor de așezare se observă în figura 4.24, în care ele sînt notate cu *CA*. Aplicabilitatea lor este însă restrînsă la curse scurte. Burdufurile gofrate se execută din materiale sintetice, de obicei cu armătură metalică și cele mai pretențioase din piele. Sînt ușoare, acoperă perfect dar evident nu pot rezista la așchii. Se utilizează la *MU* care nu debitează așchii, ci numai prafuri metalice și abrazive (de rectificat, de ascuțit etc).

Tăbliile telescopice sînt mai eficiente contra așchiilor reci și calde, murdăriilor, lichidului de răcire. Asigură etanșeitatea și se pot ridica, pentru revizii sau pentru observarea ghidajelor, însă sînt mai greoaie și mai greu de executat. Se extind deoarece constituie de fapt unicul mijloc de protecție contra așchiilor, la curse medii și lungi. Principiul rezultă din figura 4.33, *a*. Tăbliile extreme se fixează pe piesa portantă și pe cea mobilă, iar cele intermediare se reazemă pe piesa portantă, mai bine cu role fixate pe pereți transversali în interior. Forma trebuie să asigure acoperirea sistemului de ghidare și „ghidarea tăbliei" pe aceasta. Cîteva exemple se văd în vederile frontale din figura 4.33, *b*. Etanșeitatea bună se realizează datorită și răzuitoarelor (fig. 4.33, *c*), care asemenea unor supape de sens, la adunare înlătură corpurile străine de pe tăblii, dar le depășește ușor pe cele mici (care au scăpat) la desfacere. Lama de arc *LA* are rolul de a apăra garnitura pe suprafața exterioară. O vedere în secțiune longitudinală este în figura 4.33, *d*. Pereții transversali *PT*, pe lîngă susținere asigură și rigiditatea necesară.

Benzile metalice sînt de asemenea avantajoase. Există mai multe soluții de montare a lor, din care înfășurarea pe tamburi nu este corespunzătoare (se murdăresc fațetele între ele și ajunge pe ghidaj). Două soluții acceptabile se văd în figura 4.34. La prima, banda se închide într-un canal din batiu și este tensionată cu un arc. La a doua, are greutăți de întindere și găuri în fundație pentru circulația acestora.

4.3. Arbori principali și completul lor (APC)

Subansamblul specific deosebit de important al *MU*, cuprinde pe lîngă arborele principal (*AP*) propriu-zis, lagărele, transmisiile aferente, alte elemente care eventual se montează pe el și inclusiv alezajele în carcasă. Precizia în gol și sub sarcină, inițială și în durată, rezistența la vibrații și frecările, influențează direct și în mare măsură calitatea *MU*. Ca urmare sînt necesare construcții specifice, cu lagăre speciale și măsuri speciale constructive.

Principala condiție pentru *APC* constă în rigiditatea statică, care în medie se impune de 250 ... 500. Săgeata totală la vîrful *AP* se poate aprecia din suma:

$$f_{tot}=f_{pr}+f_{la}+f_{tc}, \tag{4.51}$$

în care f_{pr} este săgeata din încovoierea *AP* considerat ca o grindă; f_{la} — săgeata datorită cedării lagărelor și f_{tc} — săgeata datorită forțelor tăietoare din consolă (fig. 4.35, *a*). Valorile acestora sînt:

$$f_{pr}=\frac{Fc^2l}{3E(I_p+I_c)}+\frac{Fc^3}{3EI_c};\quad f_{la}=\left(1+\frac{c}{b}\right)\frac{1}{j_A}+\frac{C}{l}\frac{1}{j_B}$$

Scanned with OKEN Scanner

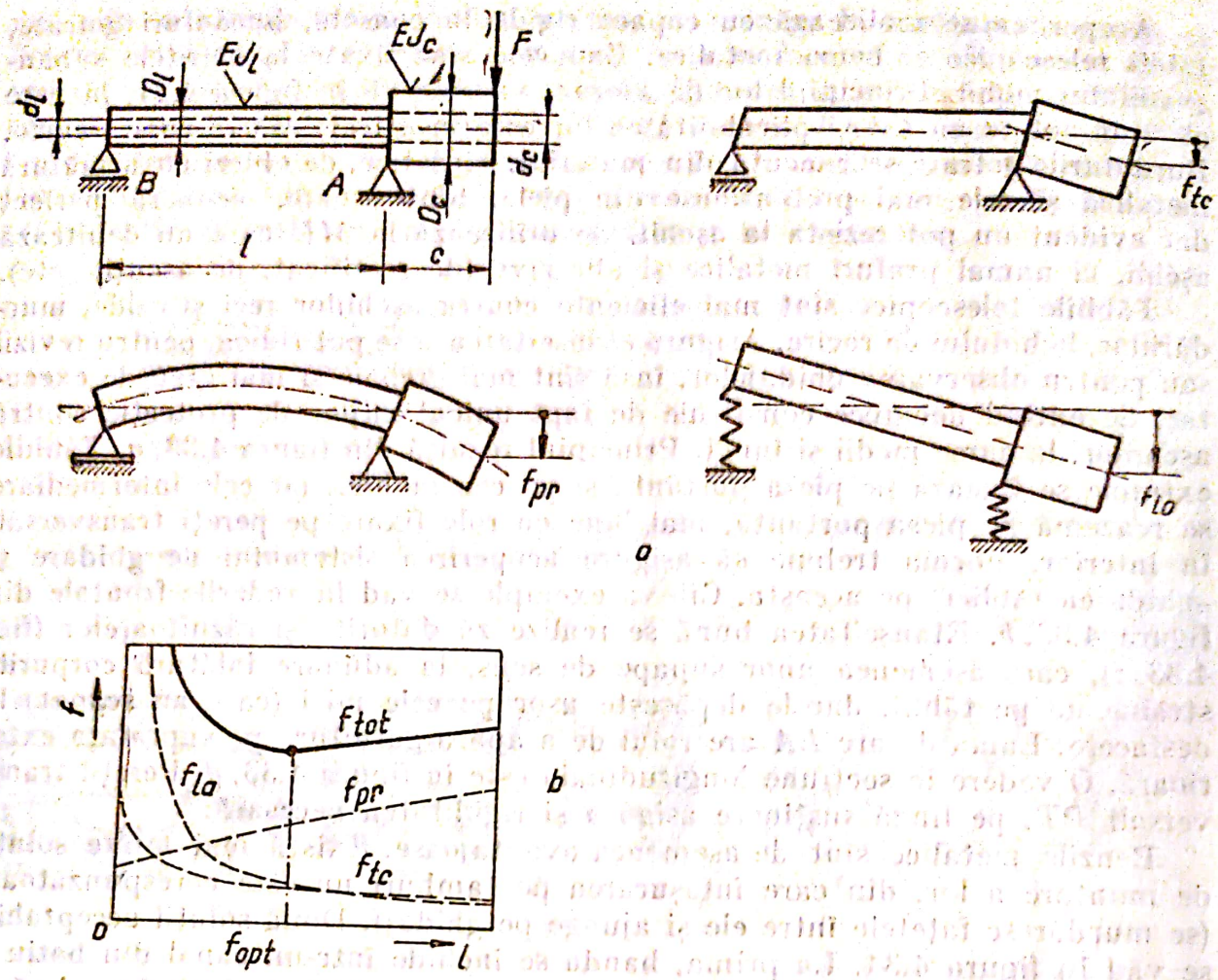


Fig. 4.35

$$\text{și } f_{tc}=\frac{F\frac{c}{l}}{GS_c}+\frac{Fc}{GS_c}; \qquad S_c=\frac{\pi d_c}{4}, \tag{4.52}$$

și în care E și G sînt modulele de elasticitate normal și transversal, I — momentele de inerție a secțiunii. Se observă din figura 4.35, *b* reprezentarea valorilor (4.52) și a sumei (4.51), că f_{tot} are un minim în funcție de l, care depinde de foarte mulți factori, din care lagărele au un rol mai important.

4.3.1. Lagărele APC

Circa 95% se construiesc cu rulmenți. Rulmenții pentru *APC* și îndeosebi cei pentru lagărul anterior *A* (fig. 4,35, *a*) trebuie să îndeplinească condițiile care au dus la producția de rulmenți speciali pentru *APC** (fig. 4.36). Astfel trebuie să poată fi pretensionați și să aibă o mare rigiditate. Prin pre-

*. Se produc de către firmele: SKF — Suedia, GAMET — Franța, Timken — SUA și în parte de către U.R. — Brașov.

Scanned with OKEN Scanner

tensionare se poate mări rigiditatea de care dispune un rulment cu role cilindrice, de 1,5 pînă la 3 ori, conform funcției:

$$j_r = \frac{F}{\delta_r} = izC\delta f(p); \tag{4.53}$$

în care i este numărul de rînduri a rolelor; z — numărul de role; C — coeficient care depinde de tipul rulmentului și $f(p)$ o funcție de prestrîngere e respectiv de raportul $e/2\delta_r$. La $e=0$, se dă $f(p)=1/4$, iar la $e=1$, $f(p)=0{,}5$, deci conform relației (4.53) o rigiditate dublă, la anumite prestrîngeri, puterea specifică de frecare la rostogolire este minimă și rigiditatea mare; deci valoarea optimă a prestrîngerii, care se determină însă la unele tipuri destul de dificil. De exemplu la tipurile din figurile 4.36, *a* și 4.36, *c*, ea rezultă ușor prin cota CP a inelului distanțier din mijloc, care limitează presarea axială, însă la tipurile din figurile 4.36,*b* și 4.36,*d*, prestrîngerea trebuie determinată la montaj pe baza ridicării curbei de rigiditate a APC, operație care poate interveni și în exploatare. La alte tipuri se recurge la arcuri sau forțe hidrostatice. Din relația (4.53) mai rezultă că rigiditatea crește cu i și z. Tipurile din figura 4.36 au $i=2$ și $z>2$ la rulmenți de uz general. Apoi mărimea lățimii rulmentului favorizează și ea rigiditatea. Pentru a se influența și rigiditatea carcasei, APC trebuie să necesite alezaje cu diametre minime, în care scop raportul $\frac{D}{L} < 3$ la cei de uz general, ceea ce este important. Din acest punct de vedere sînt avantajoși rulmenții cu role subțiri speciali pentru mașini de găurit și alezat, de danturat cu freză melc. Pentru a se reduce influențele termice, temperatura, inclusiv la turațiile maxime, nu trebuie să depășească o anumită limită, în care scop la unele tipuri (fig. 4.36, *c*, și *d*) se asigură circulație forțată de ulei printre corpurile de rostogolire, sau chiar prin găurile rolelor (fig. 4.36, *c* și *d*), la altele este modificată forma astfel ca la temperatura de regim să se asigure precizia. Se modifică apoi construcțiile pentru rezistență la vibrații și se impun condiții pentru clasele de precizie (care sînt: precisă, foarte precisă și ultra precisă), pentru calitatea suprafeței în alezaj și pe arbore.

Un procent redus (cca 5%) din lagăre se construiesc cu alunecare și îndeosebi cu sustentație hidrostatică, utilizate și la alte mașini. Pentru MU, astfel de lagăre au un bun efect amortizant deci rezistență la vibrații.

4.3.2. Construcția arborilor principali

Este printre cele mai pretențioase, datorită cerințelor deosebite și complexității de reglaj, atît la montajul inițial cît și în exploatare. Astfel se cere: să preia forțele pe distanțe minime axial, să asigure prestrîngerea uniform pe circumferință și cu „rezemare" în partea opusă, să permită reglajul prestrîngerii cel mult cu demontare parțială, să permită dilatarea liberă a AP-lui, să aibă cap normalizat pentru prinderi de dispozitive sau scule, să fie asigurată îndepărtarea căldurii, pierderi minime prin frecare, etc. O parte din acestea sînt exemplificate în figurile 4.37[1], 4.38[2], și 4.40[4]. Astfel fixarea

[1] Construcție SKF — Suedia; [2] Construcție Institutul Politehnic „Traian Vuia" Timișoara — Col. autorului; [3] Construcția firmei „Olivetti" — Italia; [4] Model al firmei „Hurth" — R.F. a Germaniei.

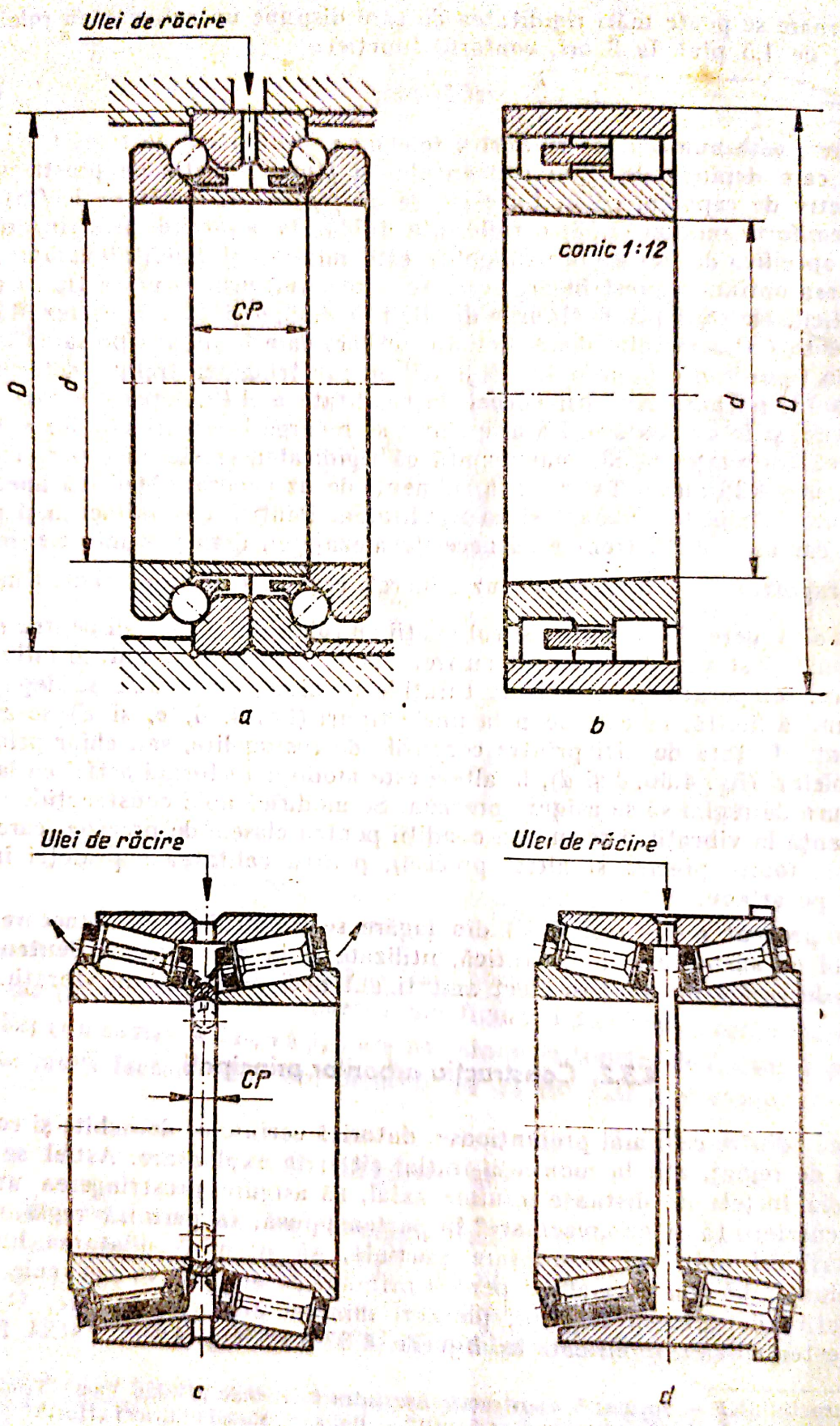


Fig. 4.36

Scanned with OKEN Scanner

axială numai în lagărul anterior (excepție 4.40) evită compresiile axiale mari și permite dilatarea termică liberă în lagărul posterior. Prestrîngerea uniformă se obține cu bucșe mai lungi *BL* ghidate pe arbore și rezemate pe umeri prin intermediul unor inele *IA* cu lățime ajustabilă la reglaj și dacă se poate cu poziție reglabilă fără demontaj (inelul *IAR* — fig. 4.38). Desenele de montaj și de exploatare este util să conțină și poziția de reglaj a prestrîngerii ca în figura 4.38. Etanșeitatea se asigură prin labirinți, fără frecare. *APC* verticali se ung cu unsori consistente în lagărul anterior sau se recurge la inele speciale de etanșare (fig. 4.38), iar canalelor de scurgere a uleiului li se asigură o secțiune suficientă. Unele *MU* impun cerințe deosebite, ca de exemplu retragerea *AP* la anumite faze, respectiv cursa inversă a mesei (pentru a nu zgîria piesa), cu o cotă superioară deformației elastice totale (a *STE*), de ordinul 0,2 ... 0,4 mm (fig. 4.39). Rulmenții cu role și etanșările permițînd deplasarea *AP*, aceasta se execută prin rulmenții axiali, bucșa mobilă cu filet trapezoidal *BA* și tija *PC*. Cînd ultima este acționată hidrostatic, rotește bucșa *BA* cu un unghi $\alpha < 90°$, aceasta se înfiletează în bucșa fixă *BF* și deplasează *AP*. Alte cerințe deosebite se impun pentru eliminarea jocului din *LC*, respectiv și din transmisiile *APC*, la mașini de danturat care necesită precizie cinematică, ca în figura 4.40. Roata dințată *RD* are un disc danturat *DD*, care apasă permanent pe flancurile dinților datorită unei garnituri elastice *GE* a două știfturi de fixare *SF*. Similar se asigură contactul pe flancuri și la canelura ce transmite momentul la *AP* și anume prin presarea tangențială a bucșei plastice *BP* cu ajutorul a patru pene *PT* avînd terminația înclinată în sensul necesar. În acest mod se elimină practic intervențiile pentru reglaj, necesare la o preluare rigidă a jocului.

APC cu lagăre avînd sustentație hidrostatică se construiesc cu 3 sau 4 buzunare (patru formează simetric „închiderea") și cu 2 la „guler" pentru stabilizare axială. Suprafețele trebuie prelucrate foarte fin și uleiul bine filtrat.

Capetele pentru prinderea sculelor sau dispozitivelor se execută conform standardelor pentru capete de *AP*.

4.4. Elemente de blocare (*ED*)

Rolul esențial al acestora constă în a fixa rigid prin apăsare (a bloca) în anumite faze ale ciclului de lucru, un subansamblu sau piesă mobilă pe o *PCO* portantă sau de susținere. Se subînțelege că între cele două piese există un sistem oarecare de ghidare, care le permite mișcări relative în alte faze ale ciclului. Se blochează sănii, mese, console, pinole, suporți etc. La o *MU* modernă, cu performanțe mai bune de precizie și rigiditate, majoritatea subansamblelor mobile au faze de oprire, în care necesită blocaje.

Prin blocare se urmăresc două scopuri, sau numai unul din ele în funcție de cazul concret și anume: o precizie mărită în așchiere și solidarizarea subansamblului mobil pe piesa portantă astfel ca să poată prelua diferite forțe. Precizia se obține datorită preluării, pe suprafețele sistemului de ghidare respectiv, a deformațiilor de contact (după depășirea unei presiuni, deformația de contact rămîne practic aceeași). Ca urmare la apariția solicitărilor din procesul de lucru, nemaifiind deformațiile de contact pe supra-

Scanned with OKEN Scanner

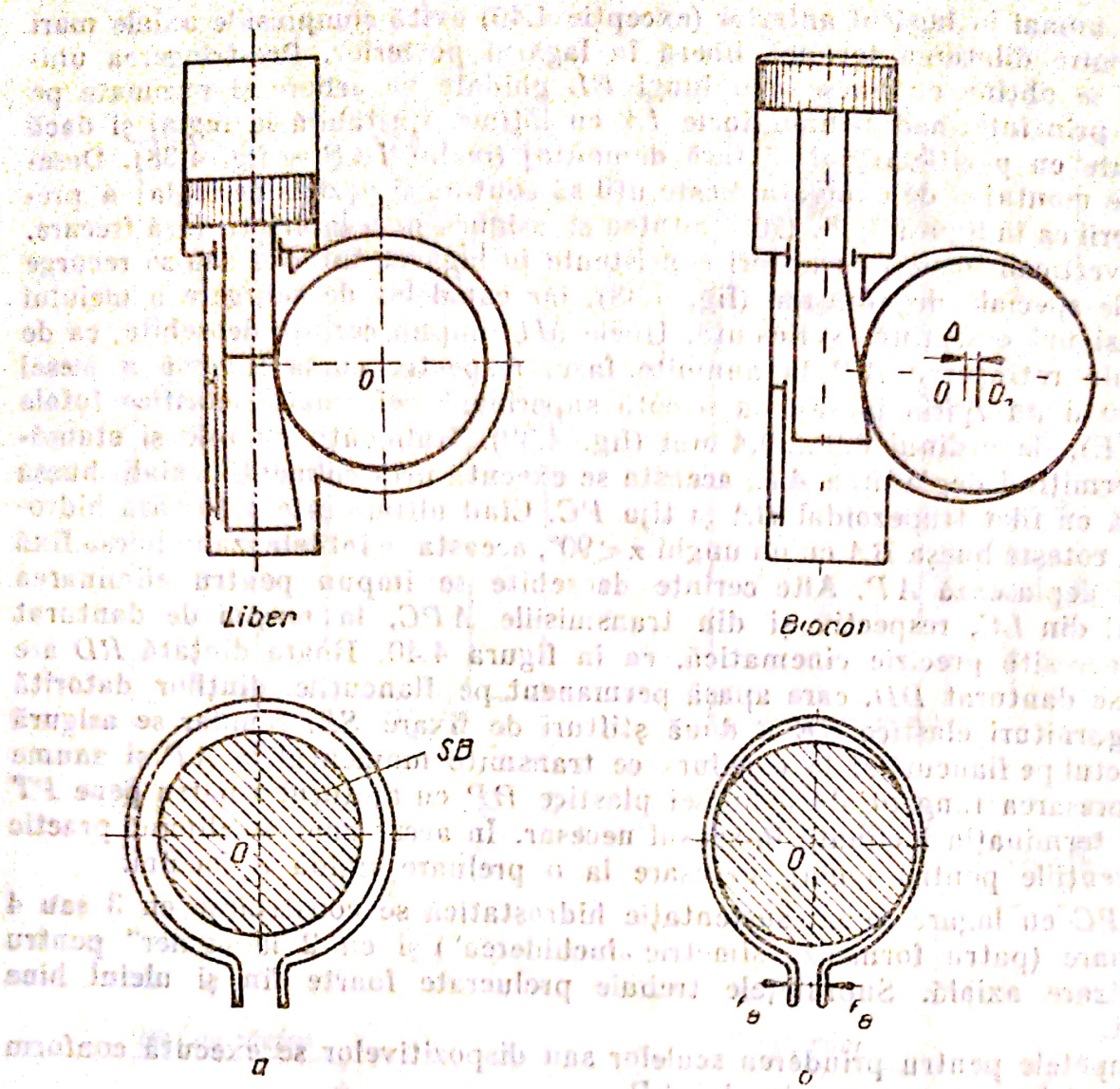


Fig. 4.41

feţele blocate, deformaţia totală este sensibil micşorată. Solidarizarea permite totodată o capacitate de producţie Q mai mare, precum şi îndepărtarea limitei de vibraţii.

Blocarea trebuie să se realizeze cu respectarea anumitor condiţii pentru funcţionalitate şi eficienţă. Astfel ea nu trebuie să provoace deplasări ale poziţiei axelor geometrice a subansamblului mobil blocat şi care să se repercuteze negativ asupra preciziei (ex. la pinola din fig. 4.41, *a*), ci să menţină axele respective în poziţia corectă ca de exemplu în figura 4.41, *b*, *EB* nu trebuie „să scape" la întreruperea accidentală a sursei de energie care îl alimentează (electrică, hidrostatică etc.). Deblocarea în aşchiere poate provoca accidente, ruperi de scule şi de regulă pierderea preciziei piesei sau chiar rebutarea acesteia. În exploatarea *MU*, nu trebuie de asemenea ca forţa de blocare F_b să se micşoreze, ceea ce poate permite „scăparea" din blocare după un timp mai îndelungat (de ex. 2 ... 3 ani) cînd totul se consideră sigur şi totodată nu se permite ca F_b să fie prea mare sau să provoace subansamblelor respective deformaţii neadmisibile. Este apoi necesar ca fazele

de „blocare" şi „deblocare" să fie scurte, de cel mult 1 ... 2 sec., deci elementul să fie rapid. Toate acestea se pot satisface prin construcţia corespunzătoare a EB.

Forţa de blocare F_b trebuie de regulă să depăşească, cu un coeficient de siguranţă K, forţele de lucru, adică $F_b > K(F_x, F_y, F_z)$ şi se obţine pe baza frecării (cu coeficientul μ) cu o forţă normală F_N, adică:

$$F_b = \mu F_N > K(F_x, F_y, F_z) \text{ şi unde } K = 1{,}5 \ldots 2{,}5. \qquad (4.54)$$

Cum $\mu < 0{,}1 \ldots 0{,}3$ şi în mod curent $F_{x,y,z} = 2 \ldots 10$ KN, urmează că de obicei $F_N = 10 \ldots 100$ KN, deci valori apreciabile, care se obţin de regulă prin multiplicări cu pîrghii şi pene. Reducerea forţelor F_N se poate obţine prin creşterea coeficientului μ, deci utilizarea pentru F_N a altei suprafeţe decît a ghidajelor, suprafaţă rugoasă (randalinată, dură etc.) şi cu $\mu > 0{,}3$. Elementul schiţat în figura 4.42 utilizează o astfel de suprafaţă SU_b pe care acţionează forţa $F_b = F_A \frac{L}{l}$ şi unde F_A este forţa arcurilor. Blocarea se face deci prin arcurile taler AT, iar deblocarea cu forţa hidrostatică a uleiului transmis prin conducta CH. Deoarece arcurile AP „cedează" în timp, ele trebuie

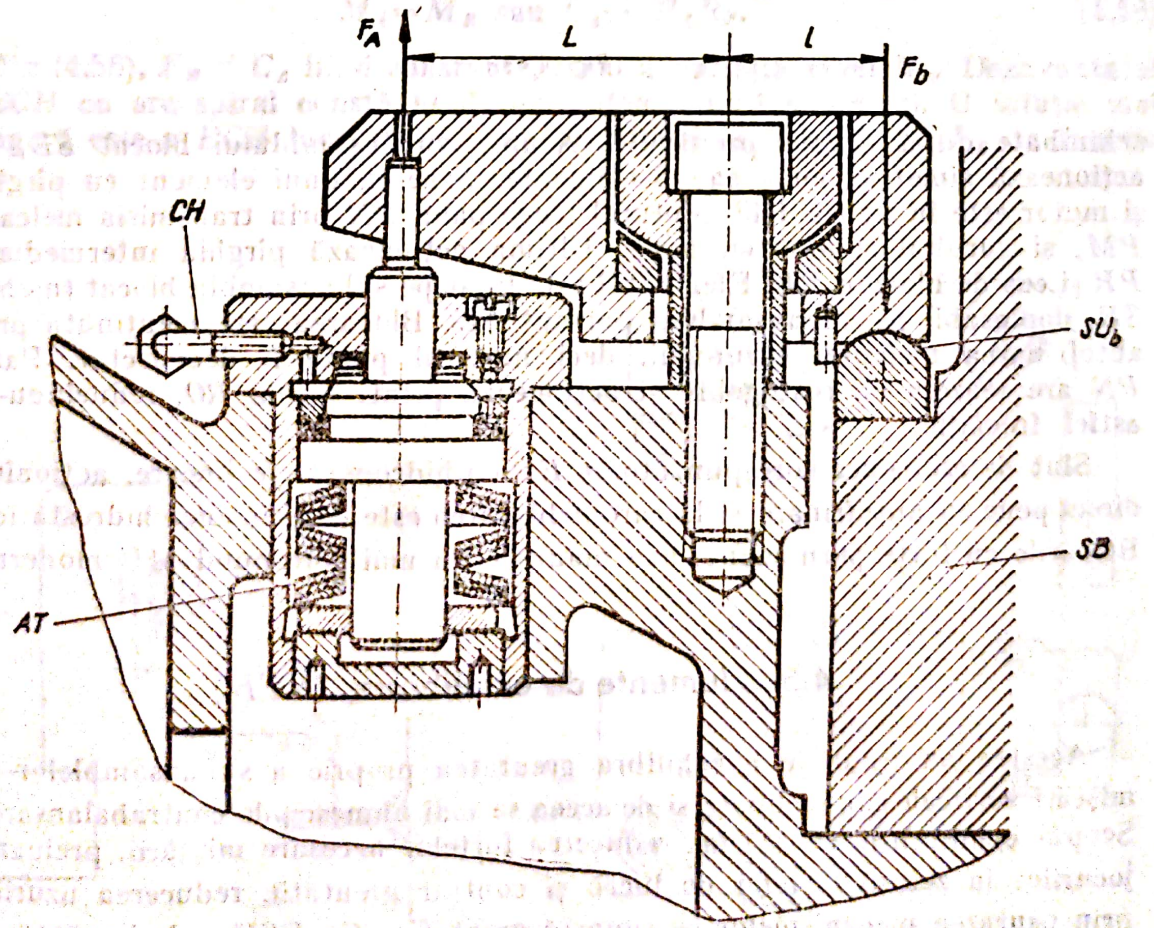


Fig. 4.42

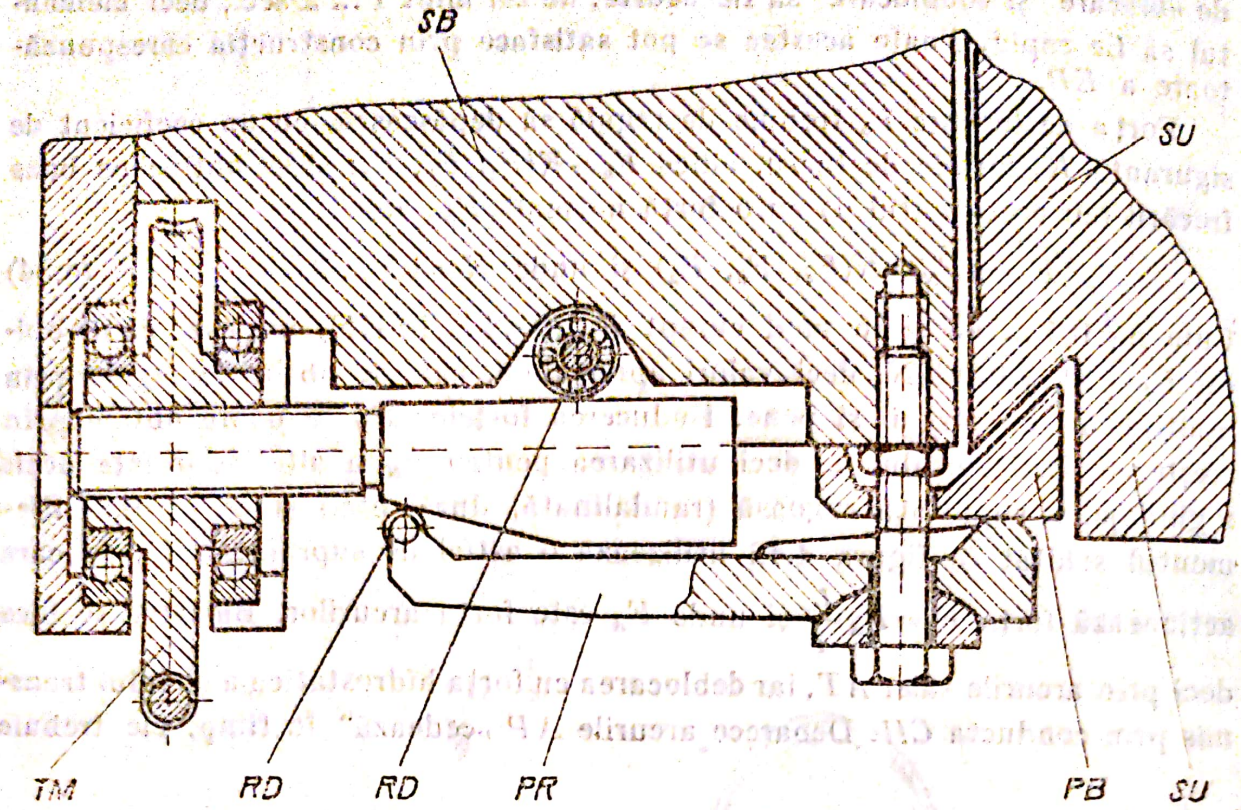


Fig. 4.43

schimbate după durata prevăzută. Asupra subansamblului blocat *SB*, se acționează simetric, cu 4 sau *6* elemente. Schema unui element cu pîrghii și motor este în figura 4.43. Motorul trage pana *PN* prin transmisia melcată *PM*, și șurubul solidar cu pana. Ultima acționează pîrghia intermediară *PR* și cea de blocare *PB*. Elementul este fixat pe subansamblu blocat (mobil) *SB*, deplasabil pe subansamblul portant *SU*. Blocarea este menținută prin autofrînarea melcului șurubului, deci motorul poate fi deconectat. Pana *PN* are reazem cu rostogolire și acționează printr-o rolă *RO*, reducîndu-se astfel frecările.

Sînt de asemenea corespunzătoare *EB* cu hidromotoare lineare, acționînd direct pene cu autofrînare și la care deblocarea este de asemenea hidrostatică. Blocările cu forțe permanente sau manuale nu mai corespund *MU* moderne.

4.5. Elemente de echilibrare (*ECH*)

Acestea au rolul de a echilibra greutatea proprie a subansamblelor cu mișcări verticale sau înclinate și de aceea se mai numesc „de contrabalansare". Scopul echilibrării constă în: reducerea forțelor necesare mișcării, preluarea jocurilor în sensul forțelor de lucru și contrar greutății, reducerea uzurilor prin ușurarea mecanismelor ce suportă greutatea. Cu *ECH* se îmbunătățește deci precizia și crește sensibil durata mecanismelor de antrenare sau susți-

nere (de obicei *S-P*) a subansamblelor echilibrate, ceea ce este important şi neglijat uneori în atelier cînd se efectuează *ECH*. Forţa echilibrării este:

$$F_E=(1{,}1 \dots 1{,}15)\,(G_{SE}+F_{fs}); \qquad (4.55)$$

şi în care G_{SE} este greutatea subansamblului echilibrat, iar F_{fs} — forţele de frecare pe care acesta le provoacă. Majoritatea cu 10 ... 15% serveşte tocmai preluării jocurilor.

Cea mai simplă contrabalansare este cu contragreutăţi, care se leagă cu cabluri de un tambur *TA* şi se susţin pe scripeţi ca în figura 4.44. Acţionarea în mişcări comandate a subansamblului echilibrat *SEC* se face prin arborele *AC* şi o reducţie melcată cu autofrînare, prin care se şi menţine *SEC* în poziţie. *ECH* cu contragreutăţi sînt simple, dar cablurile contragreutăţii trebuie prinse foarte sigur. Se cunosc cazuri de spargere a batiului cu contragreutatea *G*, la desprinderea cablului. Nu se admit contragreutăţi decît în interiorul *PCF*. Pentru greutăţi mici (de ex. pinole la maşini de găurit, etc.) *ECH* se construiesc cu arcuri spirale *AS* (fig. 4.45) avînd un capăt fixat la arborele tamburului conic *TC* şi altul la carcasa solidară cu roata melcată a transmisiei cu autofrînare *TM*, cu care se instalează manual „originea" poziţiei arcului *AS*. Considerat momentul $M_A=C_A\gamma$ al arcului (C_A — constant şi γ — unghiul de la „origine") şi în care γ — variabil, precum şi momentul $M_E=F_ER_T$ al greutăţii (R_T — raza tamburului), este necesar ca:

$$M_A=M_E \text{ sau } C_A\gamma=F_ER_T. \qquad (4.56)$$

Din (4.56), F_E şi C_A fiind constante, rezultă variaţia razei R_T. Dezavantajul *ECH* cu arc spiral constă în durabilitatea redusă a arcului. O soluţie mai sigură este a *ECH* hidrostatic, care permite şi reglarea forţei F_E, în funcţie

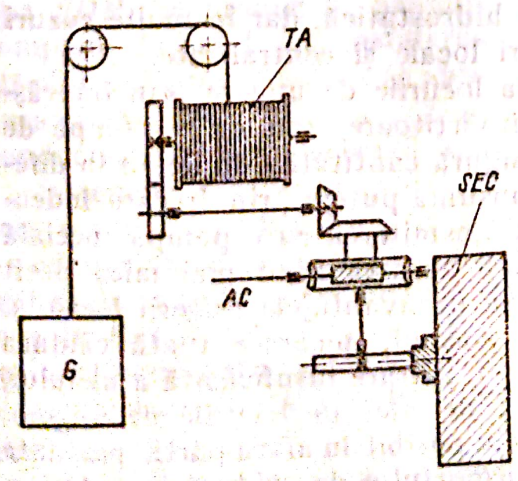


Fig. 4.44

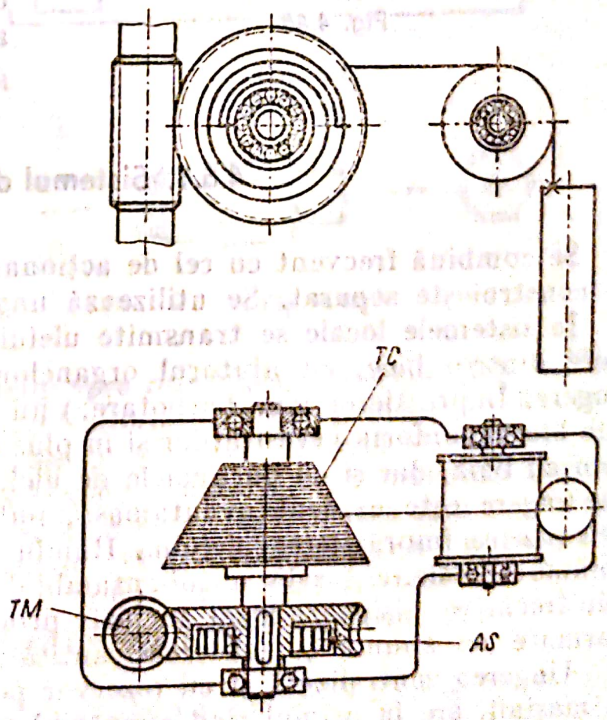


Fig. 4.45

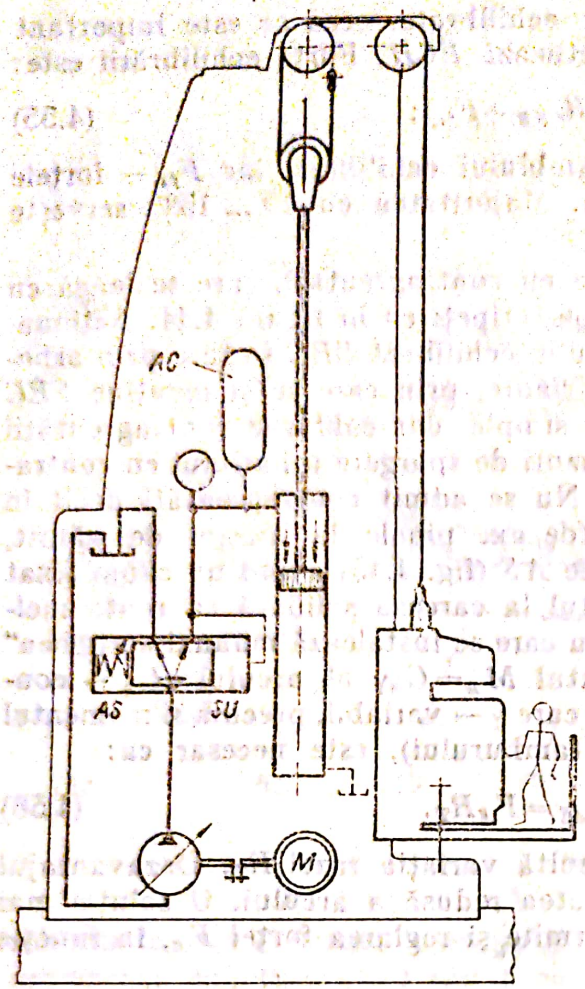


Fig. 4.46

de exemplu de greutăţile diferite ale unor echipamente care se pot monta pe subansamblul *SEC*. Un exemplu de schemă este în figura 4.46, cu pompă reglabilă şi sertar de urmărire *SU* care transmite debit numai cînd scade presiunea de la acumulatorul *AC*. Ultimul menţine echilibrarea şi cînd maşina se opreşte. Reglarea forţei F_E se face de la arcul *AS* al sertarului de urmărire *SU*, cu acoperire negativă prin care se face şi descărcarea pompei. Sistemul este totuşi consumator de energie. Ca urmare un *ECH* hidrostatic este ieftin în exploatare cînd se dispune de debit pentru completarea unui acumulator din sistemul *MU*, fără pompă specială.

4.6. Sisteme auxiliare

În acestea sînt cuprinse sistemul de ungere a tuturor mecanismelor şi organelor *MU*, cel de ungere-răcire a sculelor şi sistemele de termostatare. Ele au deci rolul de a ajuta funcţionarea *MU*, fără a lua parte la realizarea mişcării executante

4.6.1. Sistemul de ungere

Se combină frecvent cu cel de acţionare hidrostatică, dar în multe cazuri se construieşte separat. Se utilizează ungeri locale şi centralizate.

În sistemele locale se transmite uleiul la locurile de ungere prin împrăştiere dintr-o baie, cu ajutorul organelor învîrtitoare, sau cu o pompă de ungere. Împrăştierea (sau barbotarea) nu asigură cantităţile de lichid în diferite locuri conform necesităţilor şi în plus consumă putere prin frecare îndeosebi cu baia, dar şi cu particulele de ulei. Transmiterea cu o pompă specială de ungere este evident avantajoasă, puterea aceasta fiind mai mică decît cea pentru împrăştierea uleiului. Rămîn însă dezavantajele ungerii locale şi anume: încălzire locală a subansamblului maşinii, deoarece toată căldura din frecări se disipează local, inclusiv prin ulei, filtrare insuficientă a uleiului, formare de spumă şi scăderea cantităţilor de ulei în locurile de ungere.

Ungerea centralizată şi cu rezervor pe cît posibil în afara părţii portante a maşinii, are în primul rînd avantajul transportului de căldură în exterior, ceea ce permite reducerea la minim a dilataţiilor termice şi uniformizarea

Scanned with OKEN Scanner

acestora (ceea ce este important) și apoi permite o distribuție și o filtrare corespunzătoare a uleiului. Pentru a avea debit stabil în diferite locuri de ungere (destul de numeroase), se recurge la injectoare sau dozatoare, alimentate de la o presiune constantă și care sînt construite cu găuri și ace calibrate pentru un anumit debit la o presiune dată. Utilizarea injectoarelor elimină totodată operațiunile de ajustare a orificiilor pentru diferite locuri de ungere, precum și influența căderilor de presiune diferite din ramificații. O schemă simplificată a unui astfel de sistem „cu alimentare continuă" este în figura 4.47. Injectoarele *IJ* se montează pe plăci *PL* ce conțin ramificația conductei. Filtrarea se face la absorbție printr-un sorb cu site *SO*, apoi după pompă prin filtrul magnetic *FM* și prin filtrul cu bronz sinterizat *FB*. După filtrare, cu presiunea constantă p_c, sînt alimentate injectoarele *IJ* prin ramificațiile din plăci. În figura 4.48 este reducerea unui injector* cu dimensiuni exterioare egale pentru debite de la 10 ... 500 cm³/min. Presiunea constantă de alimentare — 16 daN/cm² — se stabilește la supapa *SDP*. Se produc și panouri complete de acest gen, instalarea plăcilor *PL* prevăzîndu-se în subansamblele *MU*, din care prin conductele *CC* se colectează apoi uleiul spre rezervorul panoului (fig. 4.47).

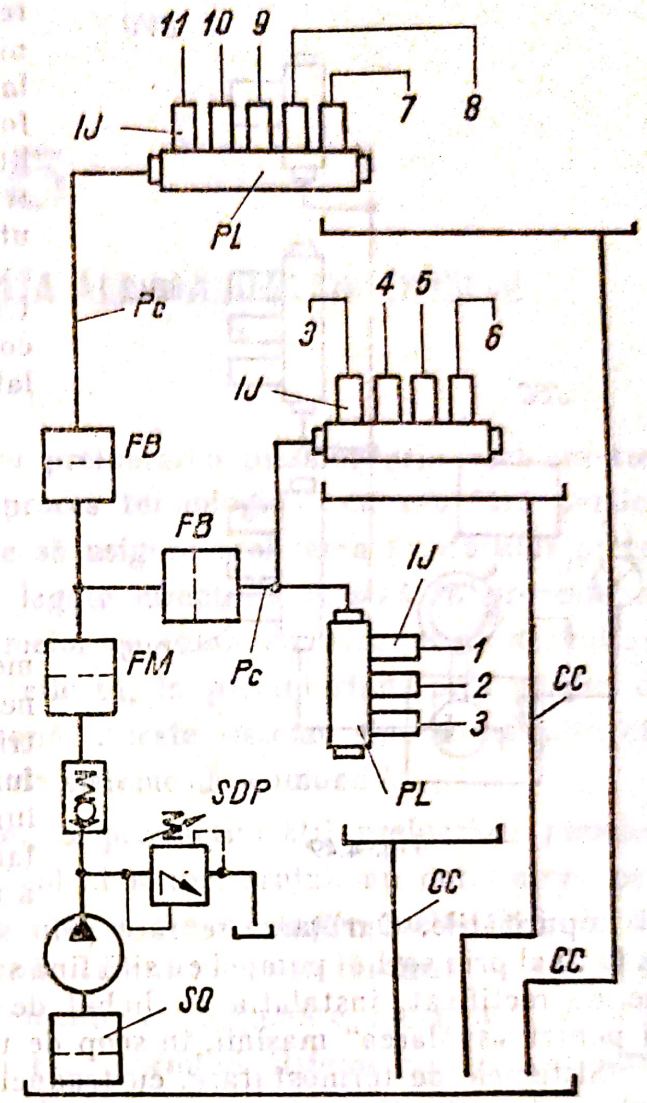


Fig. 4.47

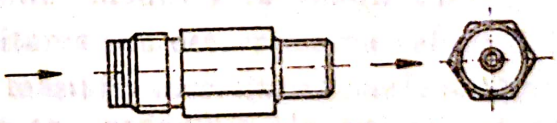


Fig. 4.48

Sistemele centralizate sînt de obicei diferite pentru ghidaje cu frecare mixtă sau cu rostogolire, de unde colectarea foarte dificilă se renunță la ea admițîndu-se consumul de ulei. Ca urmare și debitul va fi mult mai redus, utilizîndu-se sisteme sau elemente cu „dozare volumică", pentru care o schemă este în figura 4.49. Un dozator volumic *DVO*, debitează prin „impulsuri" la locul terminării conductei sale un volum de ulei conform mărimii sale**) și la intervale de timp reglabil în instalația electrică de comandă *IEC*. Deoa-

*) Echipamentele și panourile de ungere se produc la I.S. „Balanța" — Sibiu.
**) Pentru produsele „Balanța", 0,04 ... 1 cm³/impuls.

Scanned with OKEN Scanner

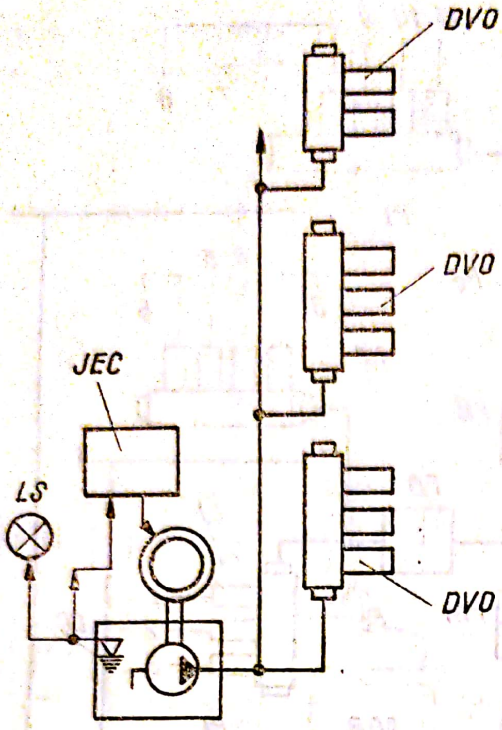


Fig. 4.49

rece uleiul se consumă, se controlează nivelul în rezervor și se semnalizează la *LS* epuizarea capacității, care este foarte mică, de exemplu de la 2 la 10 litri și are un micromotor *MM* pentru pompă. Cu aceste elemente se pot utiliza la ghidaje uleiuri speciale, de exemplu cu aditivi antisacadanți*). Unde poate colecta uleiul, este evident corespunzător și un sistem cu circulație continuă.

4.6.2. Instalații de ungere-răcire a sculei

Sînt evident mai simple, ca sisteme hidraulice. Cînd se utilizează lichide neunguente se recurge la pompe centrifugale, iar la utilizarea uleiurilor sulfurate sau emulsionabile, pompe volumice, caz în care se impune o curățare mai pretențioasă, în multe trepte, a uleiului, pentru a se elimina așchiile și impuritățile. Curățarea se face prin site în trepte, apoi prin decantare și în final prin sorbul pompei cu sită fină sau hîrtie de filtru. La mașinile moderne de rectificat, instalația cu lichid de ungere-răcire a sculei este utilizată și pentru „spălarea" mașinii, în scop de uniformizare a temperaturii acesteia.

Sistemele de termostatare, cu traductor de temperatură și răcitor au rolul expres de a menține temperatura fluidelor *MU*, la valorile medii și corespunzătoare. De obicei se termostatează uleiul (și foarte rar lichidul de ungere-răcire a sculei) cu instalații speciale, produse de unități specializate.

*) Produse de Rafinăria Ploiești-Nord

Scanned with OKEN Scanner

5

SISTEMELE DE COMANDĂ ALE MAȘINILOR-UNELTE

Mașinile-unelte, ca utilaje pentru prelucrarea pieselor prin așchiere trebuie să asigure desfășurarea unui proces tehnologic — cu sau fără participarea directă a muncitorului — care să asigure realizarea produsului preconizat. Coordonarea tuturor fazelor, legate direct de mașină în procesul de lucru, are loc prin intermediul sistemelor de comandă. Gradul de dezvoltare a construcției mașinilor-unelte se reflectă, în primul rînd, prin gradul de automatizare a sistemelor de comandă. Aceste sisteme sînt constituite din dispozitive felurite, formînd familii de sisteme de comandă.

Tendințele de mărire a preciziei, a productivității prelucrării pieselor, a reducerii efortului fizic și intelectual al muncitorului, au determinat perfecționarea continuă a sistemelor de comandă a mașinilor-unelte de la forma simplă cu comandă manuală, la cea complexă, automatizată — comanda după program — care utilizează elemente cu acționare hidraulică, electromagnetică, electronică, pneumatică etc., formînd sisteme cu un înalt grad de automatizare și precizie de funcționare.

Funcțiile sistemelor de comandă a mașinilor-unelte pot fi: pornirea și oprirea mașinii sau a unei părți a mașinii: modificarea valorii turațiilor sau a vitezelor de așchiere și de avans; limitarea sau determinarea valorii și direcției de deplasare a unor ansamble ale mașinii; succesiunea sau condiționarea de intrare în acțiune a unor elemente sau ansamble ale mașinii, selectarea și condiționarea succesiunii de intrare în regim de lucru al sculelor etc.

Sistemele cuprind elemente de comandă, elemente de transmitere a semnalului (impulsului de comandă) și elemente de acționare, formînd circuitul de comandă.

Elementele de comandă pot fi manuale (butoane, manivele, pîrghii, roți de mînă) și automate (mecanice, electrice, electronice, hidraulice, pneumatice, combinate).

Elementele de transmitere a semnalului pot fi: mecanice, hidraulice, pneumatice, electrice, electronice combinate etc.

Elementele de acționare pot fi: mecanice, hidraulice, pneumatice, electrice și combinate.

Scanned with OKEN Scanner

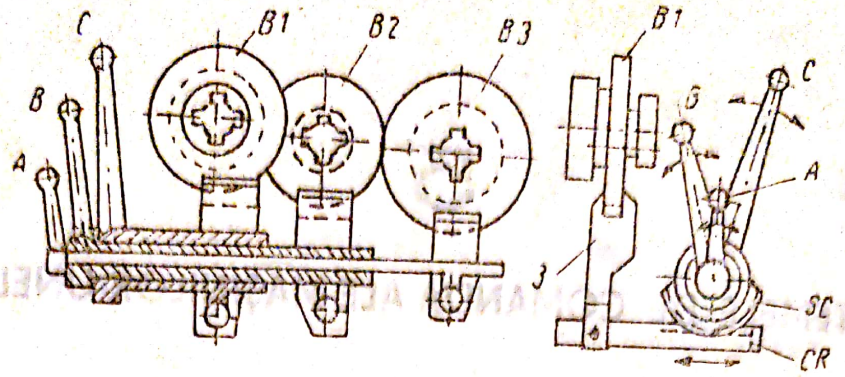


Fig. 5.1

5.1. Sisteme cu elemente de comandă manuală

5.1.1. Sisteme mecanice cu elemente de comandă manuală

Sistemele mecanice cu elemente de comandă manuală utilizate în construcţiile actuale ale maşinilor-unelte, prezintă o foarte mare diversitate. Elementele cele mai frecvent utilizate sînt standardizate (roţile manuale, manetele încrucişate, mînerele conice scurte, manetele cu mîner sferic etc.).

În figura 5.1 este reprezentat un sistem de comandă pentru variatoarele de turaţii în trepte. Fiind necesară comanda mai multor blocuri baladoare, sistemele mecanice cu elemente de comandă manuală, vor avea în consecinţă un număr mai mare de manete. Amplasarea acestor manete trebuie să fie raţională, poziţia lor de comandă să fie uşor memorizabilă, iar circuitul de comandă să includă mecanisme de transfer simple.

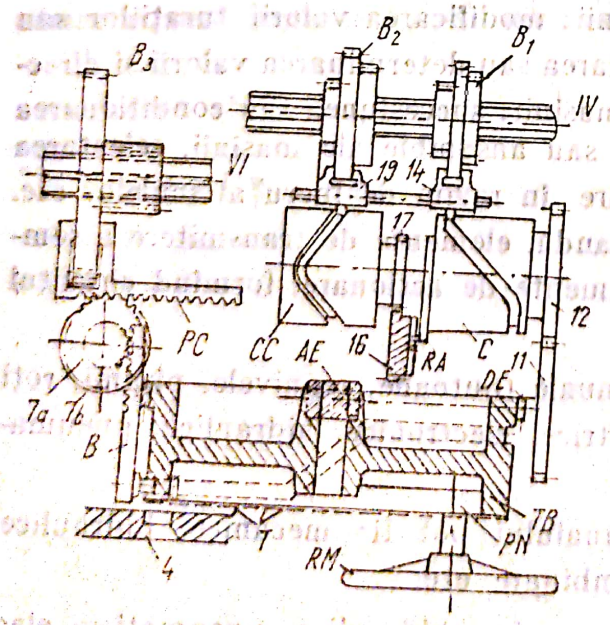


Fig. 5.2

5.1.2. Sisteme de comandă cu selectare

O treaptă superioară de dezvoltare a mecanismelor de comandă mecanice o reprezintă sistemul centralizat de comandă cu o manetă sau cu o roată manuală, (fig. 5.2).

Sistemele centralizate de comandă, de tipul selectoarelor, sînt foarte răspîndite în construcţiile actuale ale maşinilor-unelte. Se întîlnesc sisteme la care, printr-o manetă sau cu o singură roată manuală, se pot comanda două an-

samble diferite: cutia de viteze și cutia de avansuri. Utilizarea acestor sisteme de comandă se recomandă la mașinile-unelte la care frecvența de schimbare a valorii vitezelor și avansurilor este mare.

La mecanismul din figura 5.2 pentru selectarea unei turații anumite, se rotește de roata manuală *RM*, pînă cînd pe vizorul *V* (practicat în carcasa mașinii) se observă apariția numărului (înscris pe tăbliță *T*) care indică valoarea turației reglate.

Conexiunile cinematice pentru reglarea treptelor de turații se obțin în felul următor: impulsul de reglare se aplică la roata manuală *RM* (elementul de comandă) care prin pinionul *PN* pune în mișcare de rotație tamburul *TB* prevăzut cu dantură interioară. Tamburul *TB* pe partea exterioară are practicat un profil de camă spațială și o dantură elicoidală *DE*. Cu ajutorul camei spațiale, tamburul *TB* în rotație acționează asupra barei *B* cu culegător și cremalieră, care, prin pinioanele *7a*, *7b*, și furca cu cremalieră *FC*, deplasează blocul balador B_3 în poziția dorită; tamburul *TB* în rotație prin angrenajul elicoidal *DE—AE* acționează și roțile dințate *11-12*, respectiv cama cilindrică *C*, deplasînd astfel furca *F* și blocul balador de roți dințate B_1 pe arborele *IV*; cama cilindrică *C* pe partea frontală este prevăzută cu o rolă de acționare *RA* a unui mecanism cruce de Malta, care, prin angrenajul de roți dințate *16-17*, rotește cama cilindrică *CC* prevăzută cu un profil adecvat, deplasînd astfel furca *F* și blocul balador B_2 în poziție corespunzătoare. Dezavantajul sistemului de comandă descris constă în faptul că: pentru selectarea unei turații dorite, mecanismele de acționare trebuie să treacă prin toate pozițiile corespunzătoare seriei de turații anterioare gamei de reglare, iar selectarea nu poate avea loc decît în fază oprită a angrenajelor.

5.1.3. Sisteme de comandă cu preselectare

Sistemele de comandă cu preselectare pot fi: mecanice, electrice, hidraulice și combinate.

În figura 5.3 este prezentat principiul de funcționare a unui sistem electric de comandă cu preselectare.

Mecanismul comandat cuprinde patru angrenaje de roți dințate, prevăzute cu ambreiajele electromagnetice AE_1, AE_2, AE_3 și AE_4. Roțile dințate ale mecanismului sînt în angrenare permanentă, însă numai acelea transmit mișcarea, la care ambreiajul electromagnetic este conectat. Conectarea ambreiajelor se face cu ajutorul contactoarelor electromagnetice C_1, C_2, C_3 și C_4, legate în serie cu acestea.

Pentru comanda turației dorite, se rotește discul preselector *D*, aducîndu-se lamelele contactoare aplicate pe tamburul *T* în poziția de contact — de exemplu cu periile

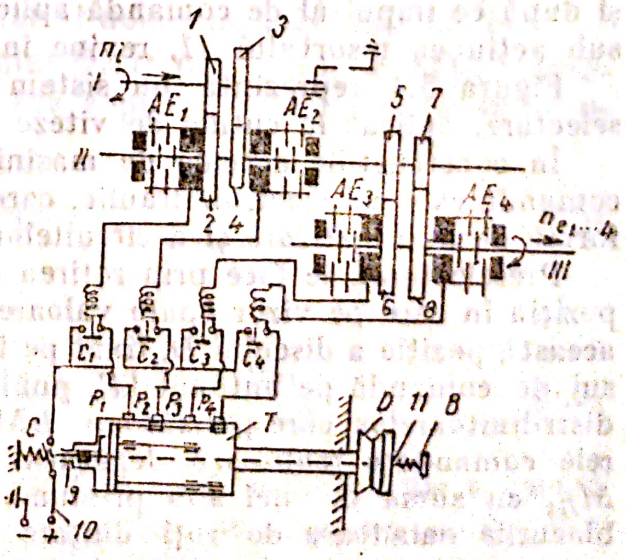


Fig. 5.3

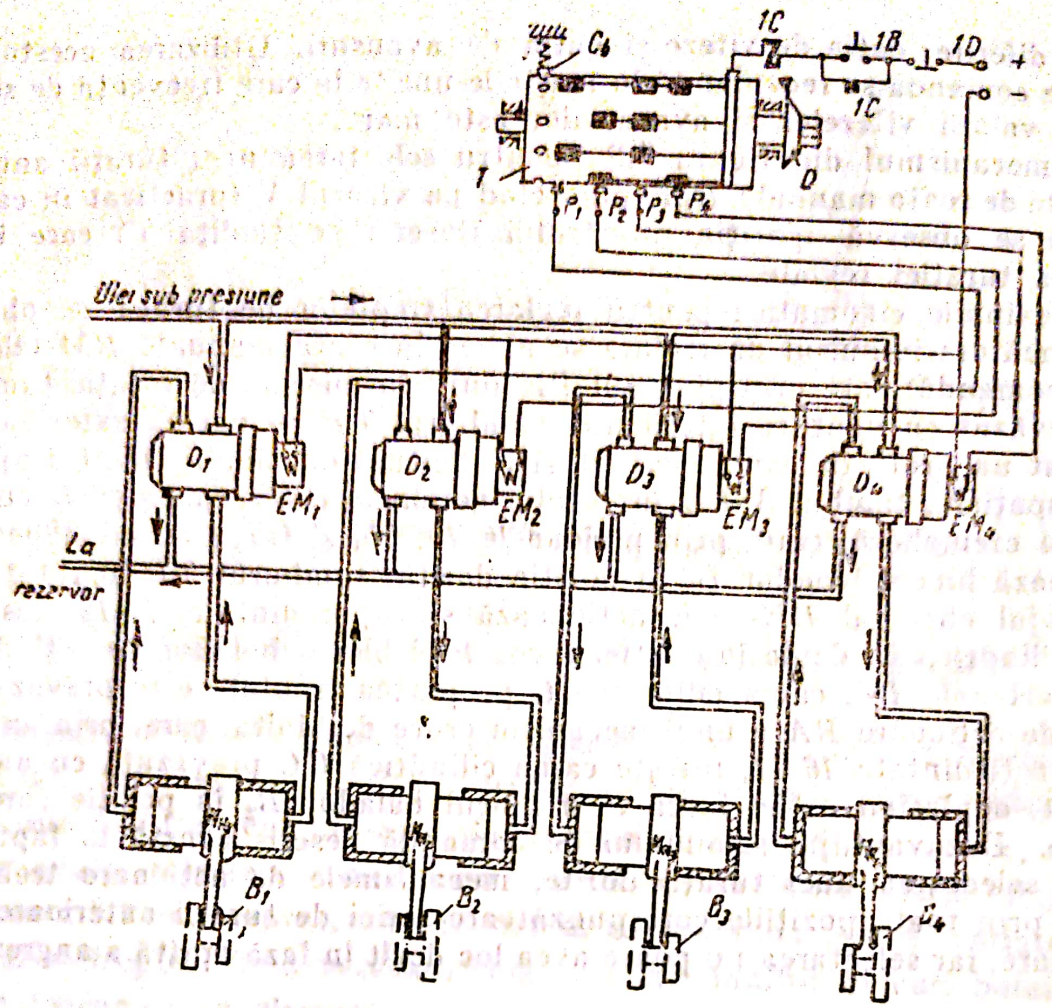


Fig. 5.4

colectoare p_2 și p_4 — efectuîndu-se astfel preselectarea, iar apăsînd pe butonul B se realizează alimentarea cu curent a ambreiajelor AE_2 și AE_4 de la conductorul *10*, prin tija *9*, lamelele contactoare ale tamburului T, periile colectoare p_2, p_4 și bobinele contactoarelor C_2 și C_4.

Bobinele contactoarelor C_2 și C_4 fiind sub tensiune, contactele C_2 și C_4 se închid și se asigură menținerea circuitului electric prin contactorul C chiar și după ce impulsul de comandă aplicat butonului B este anulat, iar acesta, sub acțiunea resortului *11*, revine în poziția inițială.

Figura 5.4 reprezintă un sistem electrohidraulic de comandă cu preselectare, aplicat la cutiile de viteze sau de avansuri ale mașinilor-unelte.

În construcțiile actuale de mașini-unelte, sistemul cel mai răspîndit de comandă este cel electrohidraulic, care permite realizarea celor mai complexe forme de automatizare și a circuitelor de comandă de puteri foarte variate.

Preselectarea se face prin rotirea discului D în fața reperului R, pînă în poziția în care pe vizor apare valoarea dorită a turației sau a avansului. În această poziție a discului D, fixat pe tamburul comutator T, se aplică impulsul de comandă pe butonul $1B$, punînd astfel sub tensiune electromagneții distribuitoarelor corespunzătoare EM_1, EM_2, EM_3 sau EM_4. Distribuitoarele comandate realizează legătura servomotoarelor M_{H1}, M_{H3}, M_{H2} sau M_{H4} cu sursa de ulei sub presiune. Servomotoarele respective deplasează blocurile baladoare de roți dințate în pozițiile cerute de lanțul cinematic pentru obținerea valorii preselectate.

Scanned with OKEN Scanner

5.2. Sisteme de copiere

Sistemele de comandă prin copiere la mașini-unelte au capacitatea de a reproduce un volum mare de informații într-un interval scurt prin elemente relativ simple. Aceste sisteme au o largă răspîndire, datorită posibilității ușoare de realizare a unui grad ridicat de automatizare, o prelucrare precisă și economică, chiar și pentru serie mică, fiind combinate cu sisteme de comandă numerică după program.

Sistemele de comandă prin copiere pot fi clasificate:

1. După metodele de copiere: *a*) copiere plană sau bidimensională, cînd suprafața prelucrată este generată de o singură curbă plană, folosindu-se în acest caz un șablon al cărui profil este urmărit de un palpator, care obligă scula să descrie o traiectorie identică cu cea a șablonului și *b*) copiere spațială sau tridimensională, cînd suprafața prelucrată este generată de două curbe generatoare.

2. După numărul direcțiilor de deplasare: *a*) copiere după o direcție, cînd avansul de urmărire acționează numai într-o singură direcție, respectiv în direcția deplasării saniei, iar avansul de transport este constant și *b*) copiere după două direcții, cînd atît avansul de urmărire cît și cel de transport se realizează cu viteze variabile.

3. După modul de palpare: *a*) copiere cu contact mecanic, cînd palpatorul se află continuu în contact cu șablonul și *b*) copiere cu palpare fără contact mecanic, cînd palpatorul urmărește modelul la o anumită distanță de la suprafața acestuia.

4. După modul de transmitere a informației: *a*) copiere cu transmitere continuă și *b*) copiere cu transmitere discontinuă sau prin impulsuri (copiere în trepte).

5. După felul palpatorului și al elementului de execuție: *a*) mecanice, *b*) hidraulice, *c*) electrice și *d*) combinate (electromecanice, electrohidraulice, pneumohidraulice, hidromecanice, electro-hidromecanice și optico-electrice).

În figura 5.5. sînt ilustrate grafic relațiile dintre viteze (avansuri) în procesul de copiere, în cazul dispozitivelor de copiere după o direcție (dispozitiv de strunjire) cu unghiul de înclinație a suportului față de avansul de transport $\beta<90°$. În această figură sînt prezentate două cazuri, primul (fig. 5.5, *a*) indică unghiul vitezei rezultate pozitiv, iar al doilea negativ (fig. 5.5, *b*).

Aplicînd legea sinusurilor la triunghiul OAB (fig. 5.5.), se obțin următoarele relații între viteza rezultată v_r (de copiere), viteza de transport v_x și viteza de urmărire v_y.

$$\frac{v_r}{\sin\beta}=\frac{v_x}{\sin(\alpha+\beta)}, \text{ respectiv } \frac{v_r}{v_x}=\frac{\sin\beta}{\sin(\alpha+\beta)}. \tag{5.1}$$

De asemenea

$$\frac{v_y}{\sin\alpha}=\frac{v_x}{\sin(\alpha+\beta)}, \text{ respectiv } \frac{v_y}{v_x}=\frac{\sin\alpha}{\sin(\alpha+\beta)}. \tag{5.2}$$

În diagrama din figura 5.6 sînt reprezentate curbele de variație a valorii rapoartelor v_r/v_x (linie plină) și v_y/v_x (linie întreruptă), pentru $\alpha=0 \ldots 90°$ pozitiv și diferite înclinații ale direcției suportului de copiere $\beta=15 \ldots 90°$.

Scanned with OKEN Scanner

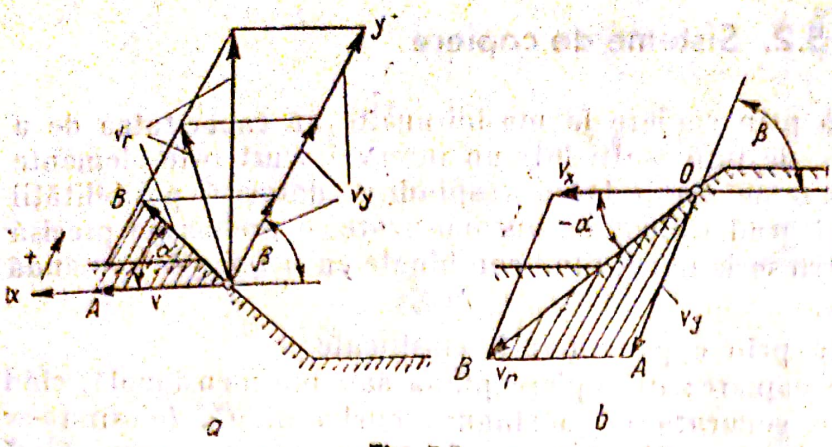


Fig. 5.5

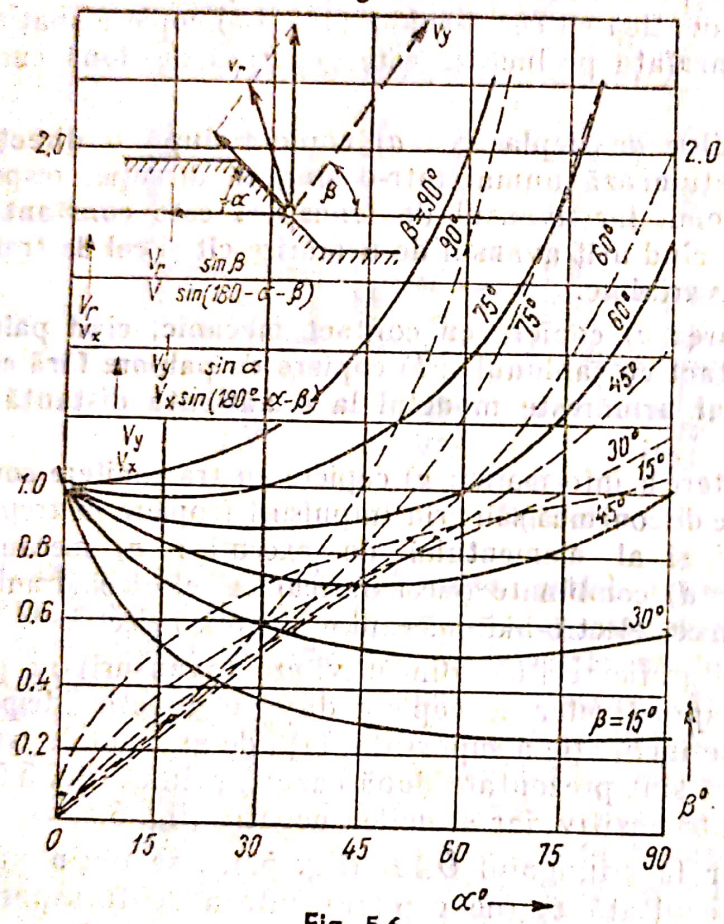


Fig. 5.6

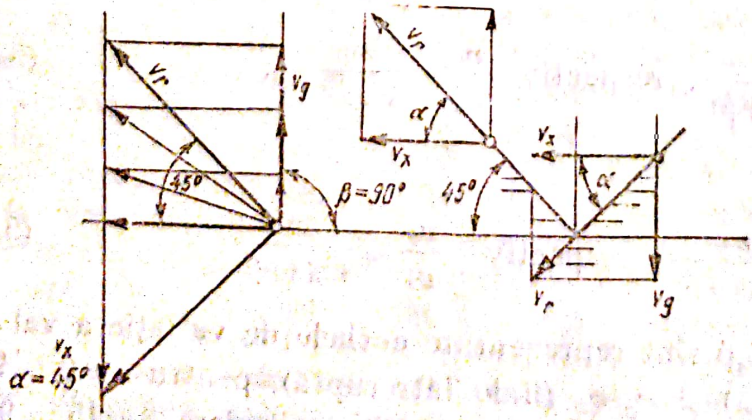


Fig. 5.7

Din figura 5.7 se constată că în cazul copierii umerilor drepți cu $\alpha=90°$ și înclinația suportului $\beta=60°$, valoarea vitezei rezultate v_r (avansul real de lucru) este cu circa 75% mai mare decît a vitezei de transport v_x.

Pentru înclinația suportului de copiere $\beta\leqslant45°$, viteza rezultantă este mai mică sau egală cu viteza de transport ($v_r\leqslant v_x$) iar pentru $\beta>45°$, corespunde $v_r>v_x$.

În cazul suporturilor de copiere perpendiculare pe direcția vitezei de transport ($\beta=90°$), pentru $v_x=$constant și admițînd o variație de 40% a vitezei v_r față de v_x, unghiul tangentei la profilul copiat rezultă de $\alpha=\pm45°$ (fig. 5.7).

Cunoașterea relațiilor dintre vitezele v_r și v_x în anumite condiții limită de copiere, prezintă o importanță practică deosebită — în vederea determinării regimului optim de așchiere.

În cazul sistemului de copiere după două direcții, relațiile vitezelor din procesul de copiere sînt reprezentate grafic în figura 5.8. De aici, se constată că locul geometric al vîrfurilor vectorului v_r reprezintă un cerc, fapt care

Scanned with OKEN Scanner

determină ca viteza v_r în oricare punct de pe cerc să fie constantă pentru $\beta=90°$ independent de valoarea unghiului.

Relaţiile între viteze pot fi exprimate prin:

$$v_x=v_r\cos\alpha; \qquad (5.3)$$

$$v_y=v_r\sin\alpha; \qquad (5.4)$$

$$\frac{v_y}{v_x}=\frac{\sin\alpha}{\cos\alpha}=\operatorname{tg}\alpha. \qquad (5.5)$$

Nu toate dispozitivele de copiere pe două direcţii pot asigura valoarea constantă a vitezei v_r pe direcţia tangentei la curbă, aceasta fiind în funcţie de elementele de transfer şi rezolvarea constructivă a dispozitivelor.

Din cele expuse pînă aici, rezultă că la dispozitivele de copiere există relaţii bine determinate între valorile şi direcţiile vitezelor de transport şi de urmărire, numărul direcţiilor de copiere şi caracteristicile curbelor de copiat.

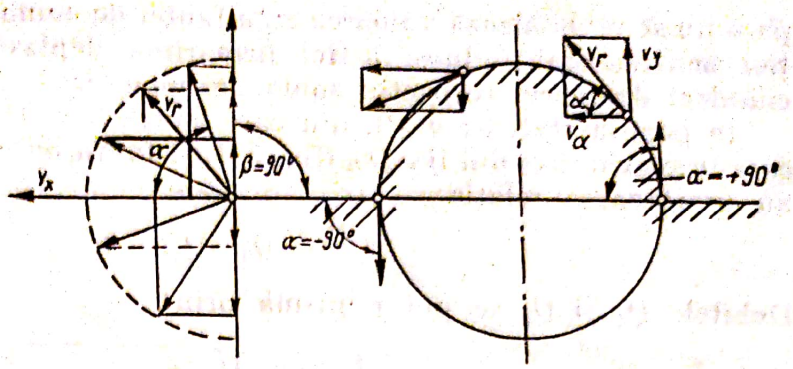


Fig. 5.8

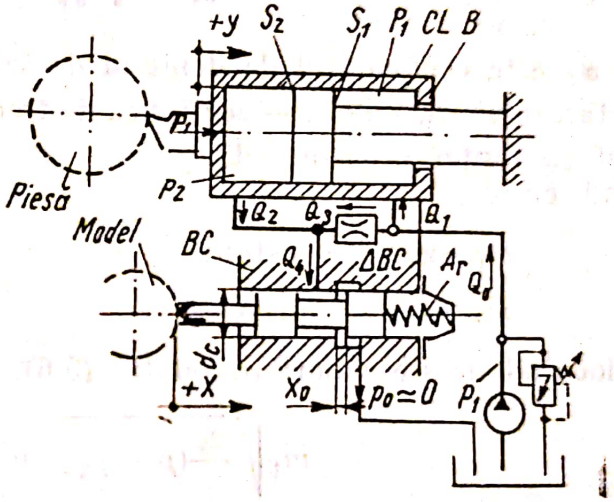


Fig. 5.9

5.2.1. Sisteme de copiere hidrostatice

Sistemele de copiere hidrostatice includ în construcţia lor dispozitive care pot fi clasificate în funcţie de elementul de comandă, în: *1* — cu control pe o fantă; *2* — cu control pe două fante şi *3* — cu control pe patru fante.

5.2.1.1. **Dispozitiv de copiere hidraulic cu control pe o fantă.** În figura 5.9 este reprezentată schema unui dispozitiv hidraulic de copiere cu control pe o fantă. Reprezentarea este în poziţie neutră (statică), fanta de comandă x_0 are o valoare, astfel încît să se creeze o strangulare Δp_c a presiunii lichidului care trece prin droselul fix D_R şi acţionează pe suprafeţele S_1 şi S_2, obţinînd un raport corespunzător al presiunilor $p_1/p_2=S_2/S_1$.

În cazul cînd sub acţiunea profilului modelului sertăraşul palpatorului PP se deplasează din poziţia neutră spre $+x$ (apariţia semnalului de intrare), fanta x_0 creşte, presiunea p_2 scade, fapt care determină deplasarea cilindrului de lucru CL (împreună cu sania de copiere). Această deplasare are loc spre $+y$ atîta timp pînă cînd prin bucşa BC a sertăraşului de pal-

Scanned with OKEN Scanner

pare nu se reinstalează valoarea x_0 a fantei de comandă corespunzătoare poziției neutre, realizîndu-se astfel urmărirea deplasării sertărașului de către cilindrul de lucru, respectiv sania de copiere.

În poziția statică; $y=0$, din care cauză $Q_1=0$; $Q_2=0$. Debitele de lichid care trec prin droselul fix D_R (fig. 5.9) și fanta de comandă x_0 a sertărașului, au următoarea relație:

$$Q_3=Q_4. \tag{5.6}$$

Debitele Q_3 și Q_4 se pot exprima prin:

$$Q_3=\alpha_D s_D\sqrt{\frac{2g}{\gamma}(p_1-p_2)}; \tag{5.7}$$

$$Q_4=\alpha_{x_0} s_{x_0}\sqrt{\frac{2g}{\gamma}p_2}, \tag{5.8}$$

unde α_D este coeficientul de debit al droselului; α_{x_0} — coeficientul de debit al sertărașului; $s_D=\pi d_0^2/4$ — secțiunea de trecere a droselului fix; $s_{x_0}=\pi d_c x_0$ — suprafața fantei de comandă.

Notînd cu

$$m_1=\alpha_D s_D=\text{constant};$$

$$m_2=\alpha_{x_0} d_c=\text{constant},$$

și înlocuind aceste valori în relația (5.6), se obține:

$$m_1\sqrt{\frac{2g}{\gamma}(p_1-p_2)}=m_2 x_0\sqrt{\frac{2g}{\gamma}p_2}. \tag{5. 9}$$

Din această relație, exprimînd valoarea fantei de comandă:

$$x_0=\frac{m_1}{m_2}\sqrt{\frac{p_1}{p_2}-1}. \tag{5.10}$$

Asupra pistonului în stare de repaus, se poate scrie următoarea ecuație de echilibru:

$$p_v+p_1S_1=p_2S_2, \tag{5.11}$$

din care exprimînd presiunea p_2 avem:

$$p_2=\frac{p_v}{S_2}+p_1\frac{S_1}{S_2}.$$

Notînd: $S_2/S_1=k$; $(k>1)$, avem:

$$p_2=\frac{P_v}{kS_1}+\frac{p_1}{k}. \tag{5.12}$$

Această ecuație înlocuită în (5.10), obținem:

$$x_0=\frac{m_1}{m_2}\sqrt{\frac{kp_1S_1}{P_v+p_1S_1}-1}. \tag{5.13}$$

Scanned with OKEN Scanner

Ecuaţia (5.13) ne indică valoarea x_0 a fantei de comandă în funcţie de forţa exterioară P_y (rezultată din aşchiere), care acţionează asupra sistemului. Din ecuaţie se deduce că în cazul creşterii forţei P_y, valoarea fantei x_0 scade.

Efectuînd derivata parţială a lui x_0 în raport cu P_y în punctul $P_y=0$, se obţine valoarea reciprocă a rigidităţii sistemului:

$$\left.\frac{\partial x_0}{\partial P_y}\right|_{P_y=0} = -\frac{m_1}{2m_2 p_1 S_1}\frac{k}{\sqrt{k-1}}. \qquad (5.14)$$

Forţa P_y care acţionează asupra dispozitivului, este componenta pe direcţia y a forţei de aşchiere.

Variaţia forţei P_y, care poate fi datorită formei piesei, prelucrării anterioare, neomogenităţii materialului etc., cauzează erori în precizia de prelucrare. De exemplu, în cazul semifabricatului forjat, neuniformitatea adaosului de prelucrare la o rotaţie a piesei, provoacă apariţia ovalităţii.

Erorile de formă şi dimensiune în cazul variaţiei forţei de aşchiere pentru diferite rigidităţi ale sistemului, vor fi diferite. Rigiditatea însă nu este singura caracteristică a sistemului de copiere; sistemul trebuie să fie stabil, oscilaţiile care apar în urma semnalului perturbator trebuie să dispară într-un timp cît mai scurt (precizie dinamică mare) etc.

În practică se recomandă a se evita pe cît posibil variaţiile mari ale adaosului de prelucrare pe semifabricat, iar acolo unde nu este posibil, trebuie realizată o prelucrare cu două treceri de copiere (sistemul de copiere cu comandă cu cicluri). Prin aceasta, se asigură ca la trecerea a doua să rezulte o valoare neglijabilă a variaţiei adaosului de prelucrare, respectiv a variaţiei forţei de aşchiere.

Dispozitivele hidraulice de copiere cu controlul pe o muchie, prezintă o construcţie robustă şi ieftină în raport cu celelalte sisteme, însă mai puţin precise din cauza sensibilităţii relativ reduse.

5.2.1.2. **Dispozitiv de copiere hidraulic cu control pe două fante.** Schema principială a dispozitivului, este arătată în figura 5.10. Sertăraşul de control cu două fante are acoperire negativă x. Presiunea de alimentare p_1 acţionează încontinuu asupra suprafeţei S_1 a pistonului diferenţial. Presiunea p_2 care lucrează pe suprafaţa mai mare a pistonului S_2 este în funcţie de valoarea acesteia şi a poziţiei relative dintre sertăraşul de control şi bucşe (valorile fantelor de comandă). În cazul poziţiei statice de repaus a cilindrului de lucru — poziţia medie de lucru a sertăraşului — pentru cazul practic $S_2=2S_1$ avem presiunea $p_2=p_1/2$.

Pentru deplasarea sertăraşului spre $+x$ conform figurii 5.10, presiunea p_2 scade faţă de valoarea anterioară, deci $p_2<p_1/2$, deplasîndu-se şi cilindrul de lucru CL în sens pozitiv

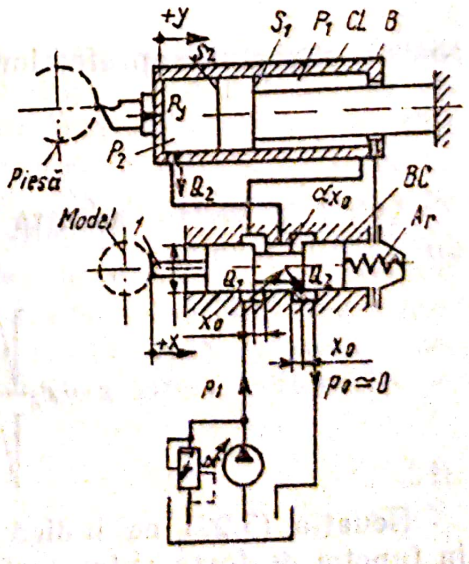


Fig. 5.10

pînă cînd bucșa BC legată rigid cu cilindrul de lucru (prin intermediul fantelor de comandă), reglează presiunea corespunzătoare repausului static.

Pentru poziția statică a cilindrului de lucru, $dy/dt=0$. Din această cauză, debitul care trece prin fantele comandate de către sertărașul cu acoperire negativă, este:

$$Q_1=Q_2. \tag{5.15}$$

Debitele Q_1 și Q_2 se exprimă prin relațiile:

$$Q_1=m_1(x_0-x)\sqrt{\frac{2g}{\gamma}(p_1-p_2)}\ ; \tag{5.16}$$

$$Q_2=m_1(x_0+x)\sqrt{\frac{2g}{\gamma}p_2}. \tag{5.17}$$

Conform relației (5.15), avem:

$$(x_0-x)\sqrt{\frac{2g}{\gamma}(p_1-p_2)}=(x_0+x)\sqrt{\frac{2g}{\gamma}p_2},$$

de unde, exprimînd valoarea lui x rezultă:

$$x=x_0\frac{\sqrt{\frac{p_1}{p_2}}-1-1}{\sqrt{\frac{p_1}{p_2}}-1+1}. \tag{5.18}$$

Pentru poziția statică a cilindrului de lucru, se poate scrie următoarea relație de echilibru:

$$P_y+p_1S_1=p_2S_2, \tag{5.19}$$

de unde,

$$p_2=p_1\frac{S_1}{S_2}+\frac{P_y}{S_2}. \tag{5.20}$$

Notăm raportul suprafețelor

$$\frac{S_2}{S_1}=k. \tag{5.21}$$

Avînd în vedere aceasta și înlocuind în expresia (5.18) valoarea lui p_2 din (5.20), rezultă:

$$x=x_0\frac{\sqrt{\frac{kp_1S_1}{P_y+p_1S_1}}-1-1}{\sqrt{\frac{kp_1S_1}{P_y+p_1S_1}}-1+1}. \tag{5.22}$$

Ecuația (5.22) ne indică deplasarea sertărașului față de poziția medie în funcție de forța exterioară P_y (componenta forței de așchiere) care acționează asupra sistemului.

Scanned with OKEN Scanner

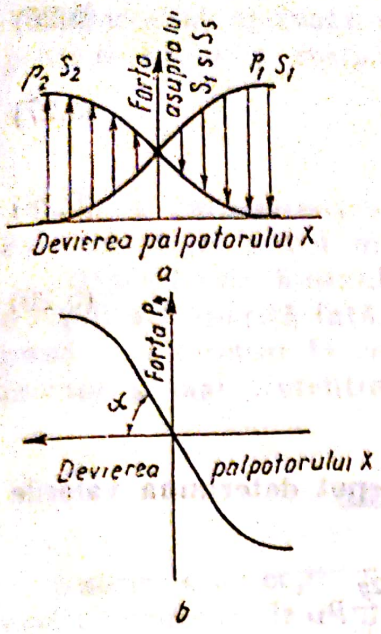


Fig. 5.11

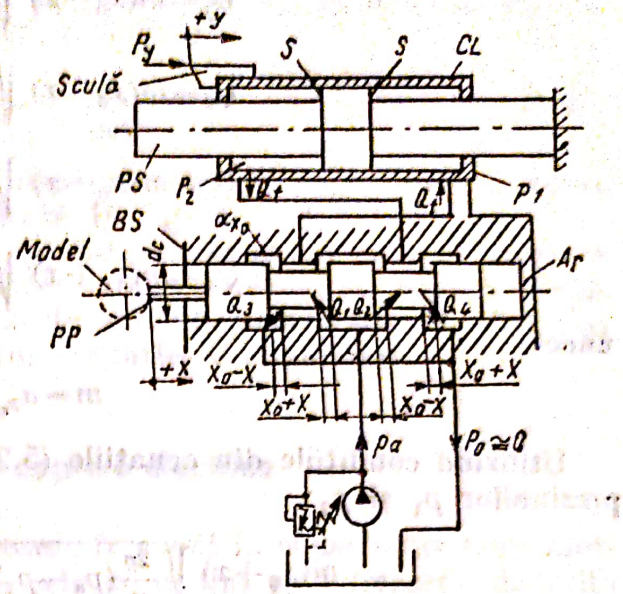


Fig. 5.12

În figura 5.11, *a*, este indicată diagrama de variație a forțelor axiale P_1 și P_2, din cilindrul de lucru, în funcție de deplasarea x a sistemului de comandă cu două muchii.

Dacă forța $P_y=0$, atunci $x=x_0$. Efectuînd derivata parțială a lui x în raportul cu P_y, în punctul $P_y=0$, pentru $k=2$, se obține valoarea reciprocă a rigidității sistemului:

$$\left.\frac{\partial x}{\partial P_y}\right|_{P_y=0} = -\frac{x_0}{2p_1S_1}. \qquad (5.23)$$

Curba caracteristică a rigidității dispozitivului de copiere cu sertăraș cu control pe două fante este arătată în figura 5.11, *b*.

Aceste dispozitive se caracterizează printr-o viteză sporită de urmărire, fapt care asigură o precizie mărită atît ca formă cît și ca dimensiune, a profilului reprodus.

5.2.1.3. **Dispozitiv de copiere hidraulic cu control pe patru fante.** Figura 5.12 reprezintă schema de funcționare a dispozitivului hidraulic de copiere cu control pe patru muchii. În cazul sertărașului cu patru muchii de control cu acoperire negativă, pentru poziția medie, fanta este x_0. În cazul construcției cilindrului de lucru cu piston simetric *PS* presiunile sînt $p_1=p_2$ și dacă forța $P_y=0$, sistemul se află în repaus static. În cazul deplasării cu $+x$ a sertărașului, presiunea p_1 crește, p_2 scade, iar diferența de presiune deplasează spre dreapta cilindrul de lucru *CL* atît timp pînă cînd bucșa sertărașului *BS* rigid legată de cilindrul *CL* nu readuce fanta la valoarea poziției statice de repaus x_0. În starea statică de echilibru viteza cilindrului de lucru este $dy/dt=0$, iar debitele:

$$Q_1=Q_3; \qquad (5.24)$$

$$Q_2=Q_4. \qquad (5.25)$$

Valorile debitelor Q_1, Q_2, Q_3 și Q_4 se determină cu:

$$Q_1 = m(x_0 + x)\sqrt{\frac{2g}{\gamma}(p_a - p_1)}; \tag{5.26}$$

$$Q_2 = m(x_0 - x)\sqrt{\frac{2g}{\gamma}(p_a - p_2)}; \tag{5.27}$$

$$Q_3 = m(x_0 - x)\sqrt{\frac{2g}{\gamma}p_1}; \tag{5.28}$$

$$Q_4 = m(x_0 + x)\sqrt{\frac{2g}{\gamma}p_2}; \tag{5.29}$$

unde:

$$m = \alpha_{x_0}\pi d_c.$$

Utilizînd condiţiile din ecuaţiile (5.24) şi (5.25) se pot determina valorile presiunilor p_1 şi p_2:

$$m(x_0 + x)\sqrt{\frac{2g}{\gamma}(p_a - p_1)} = m(x_0 - x)\sqrt{\frac{2g}{\gamma}p_1},$$

de unde

$$p_1 = \frac{(x_0 + x)^2}{(x_0 + x)^2 + (x_0 - x)^2}p_a, \tag{5.30}$$

şi din

$$m(x_0 - x)\sqrt{\frac{2g}{\gamma}(p_a - p_1)} = m(x_0 + x)\sqrt{\frac{2g}{\gamma}p_2},$$

rezultă

$$p_2 = \frac{(x_0 - x)^2}{(x_0 + x)^2 + (x_0 - x)^2}p_a, \tag{5.31}$$

în care p_a este presiunea lichidului de alimentare.

Considerînd în urma deplasării sertăraşului cu x valorile presiunilor p_1 i p_2, expresia forţei de încărcare P_y are forma:

$$P_y = (p_2 - p_1)S. \tag{5.32}$$

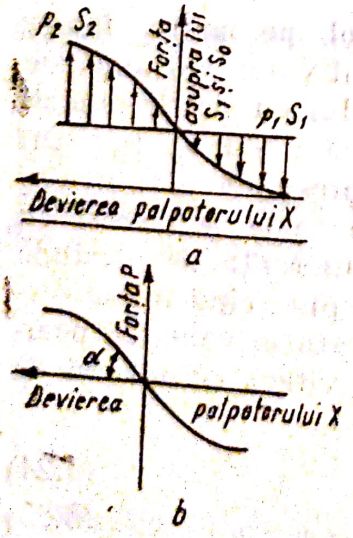


Fig. 5.13

În figura 5.13, *a*, este indicată diagrama de variaţie a forţelor axiale P_1 şi P_2, — din cilindrul de lucru — în funcţie de deplasarea x a sertăraşului cu control pe patru fante.

Exprimînd diferenţa de presiune $p_2 - p_1$ cu ajutorul relaţiilor (5.30) şi (5.31), se poate scrie:

$$\frac{P_y}{S} = \frac{(x_0 - x)^2 - (x_0 + x)^2}{(x_0 - x)^2 + (x_0 - x)^2}p_a. \tag{5.33}$$

Din aceasta, exprimînd valoarea lui x, avem:

$$x = x_0\frac{\sqrt{\frac{p_aS - P_y}{p_aS + P_y}} - 1}{\sqrt{\frac{p_aS - P_y}{p_aS + P_y}} + 1}. \tag{5.34}$$

Scanned with OKEN Scanner

Efectuînd derivata parţială a lui x în funcţie de P_y în punctul $P_y=0$, primim valoarea reciprocă a rigidităţii sistemului:

$$\left.\frac{\partial x}{\partial P_y}\right|_{P_y=0} = -\frac{x_0}{2p_aS}. \tag{5.35}$$

Curba caracteristică a rigidităţii dispozitivului de copiere cu sertăraş cu control pe patru muchii, este arătată în figura 5.13, *b*.

Dispozitivele hidraulice de copiere cu control pe patru muchii, prezintă o rigiditate sporită faţă de sistemele anterioare, o copiere mai precisă şi răspund mai prompt la comanda primită. În schimb, aceste sisteme sînt mai scumpe şi mai pretenţioase sub aspectul execuţiei şi exploatării.

5.2.2. Sisteme de copiere electrice

Sistemele de copiere electrice se folosesc frecvent în construcţia maşinilor-unelte moderne de copiat (mai ales la cele de copiat prin frezare), datorită performanţelor şi caracteristicilor tehnice superioare pe care le prezintă. Sistemele electrice se pretează mai mult la copierea după mai multe direcţii, decît celelalte sisteme. Dispozitivul electric de copiere se poate integra în cele mai complexe circuite de automatizare, fără complicaţii constructive din punct de vedere al maşinii; legăturile dintre diferitele elemente ale sistemului sînt relativ simple; transmiterea semnalului se face cu mare promptitudine; forţa de contact dintre palpator şi model este neglijabilă; majoritatea elementelor componente ale sistemului sînt standardizate — deci economice.

După principiul de generare de către capul de palpare a semnalului de intrare, avem:

1 — sisteme cu generare discontinuă;

2 — sisteme cu generare continuă.

Prima grupă foloseşte capete de palpare cu contacte, iar a doua grupă, capete de palpare inductive, capacitive, rezistive bolometrice sau fotoelectrice.

5.2.2.1. **Dispozitiv de copiere electric cu cap de palpare.** Dispozitivele de copiere cu cap de palpare inductiv se utilizează în general la copierea după două direcţii. Comanda este continuă, iar elementul de execuţie este de obicei un motor electric de curent continuu cu variaţia turaţiei prin sistem Ward-Leonard, sau motoare electrice speciale. Aceste dispozitive asigură o calitate superioară a suprafeţei prelucrate, datorită avansului continuu de urmărire (fără trepte), sensibilităţii ridicate a palpării, apăsării reduse pe model etc.

În figura 5.14 este reprezentată schema de comandă a unei maşini verticale de frezat prin copiere, utilizînd cap de palpare inductiv, pentru comandă după două direcţii.

Masa maşinii — pe care sînt fixate modelul şi semifabricatul — se deplasează în coordonate x-y sub acţiunea motoarelor electrice M_x, respectiv M_y. Aceste motoare sînt alimentate de generatoarele G_1 şi G_2 comandate electronic. Astfel, motoarele de execuţie cu acţionare Ward-Leonard, pot fi comandate de către capul de palpare, ale cărui semnale amplificate şi trecute printr-un sistem electronic de comandă, se transmit generatoarele G_1 şi G_2.

Scanned with OKEN Scanner

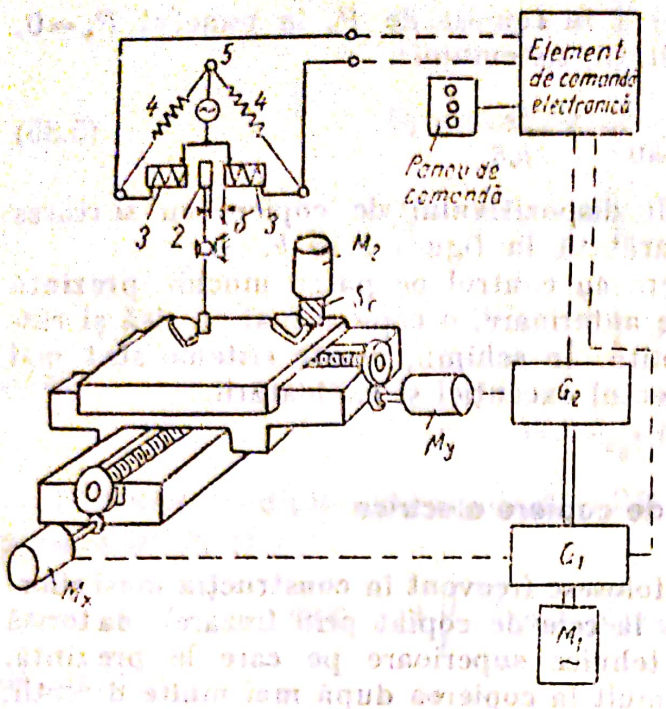


Fig. 5.14

Palpatorul *1* sesizează deplasările mesei mașinii și în funcție de profilul modelului deviază armătura *2* din poziția medie. Înfășurările *3* împreună cu inductanțele *4* formează o punte, alimentată de la o sursă *7* de curent alternativ. Cînd armătura *2* se găsește în poziția medie, puntea se află în echilibru, iar tensiunea dintre extremitățile *7* ale punții este nulă. Pentru o deviere a armăturii *2* din poziția medie echilibrul punții se anulează și între punctele *7* apare o tensiune, generîndu-se astfel un semnal care este trimis de la capul de palpare la elementul de comandă electronic. Intensitatea semnalului depinde de valoarea interstițiului (dintre armătură și miez), iar faza semnalului, de sensul devierii armăturii *2*. Elementul de comandă electronic, printr-un discriminator de faze, descompune semnalul în componente sinus și cosinus și emite un curent continuu, de o tensiune proporțională cu acestea, care apoi amplificat, servește la comanda generatoarelor G_1 și G_2.

5.2.3. Sisteme de copiere electrohidraulice

Dispozitivele de copiere electrohidraulice sînt concepute astfel încît să întrunească majoritatea avantajelor celor două sisteme, luate individual. Prin această combinație, dispozitivul asigură o mare promptitudine de comandă la distanță, sensibilitate ridicată chiar în cazul vitezelor mărite de copiere, inerții reduse, realizarea unor forțe mari de lucru etc.; caracteristici care recomandă utilizarea acestor dispozitive în cazul mașinilor-unelte mari și a acelora cu precizie înaltă de lucru.

Aceste dispozitive utilizează în general în lanțul cinematic de copiere, capete de palpare electrice, elemente de transfer electrohidraulice și elemente de execuție hidraulice sau hidromecanice.

În figura 5.15 este reprezentată schema de funcționare a unui dispozitiv electrohidraulic de copiere prin frezare după două direcții.

Capul de palpare C_p urmărește suprafața modelului și prin intermediul unui traductor diferențial inductiv, emite semnale care sînt trimise spre elementul de comandă electronică *EC*. Aceste semnale transformate și amplificate, comandă servodispozitivul D_y și distribuitorul D_x.

Circuitul hidraulic este alimentat de către pompa P_H, iar presiunea din circuit este limitată prin supapa maximală S_M. Servodispozitivul D_y comandă funcționarea motorului hidraulic MH_y care realizează prin șurubul conducător S_y, viteza de urmărire $\pm v_y$. Prin distribuitorul D_x se asigură comanda

Scanned with OKEN Scanner

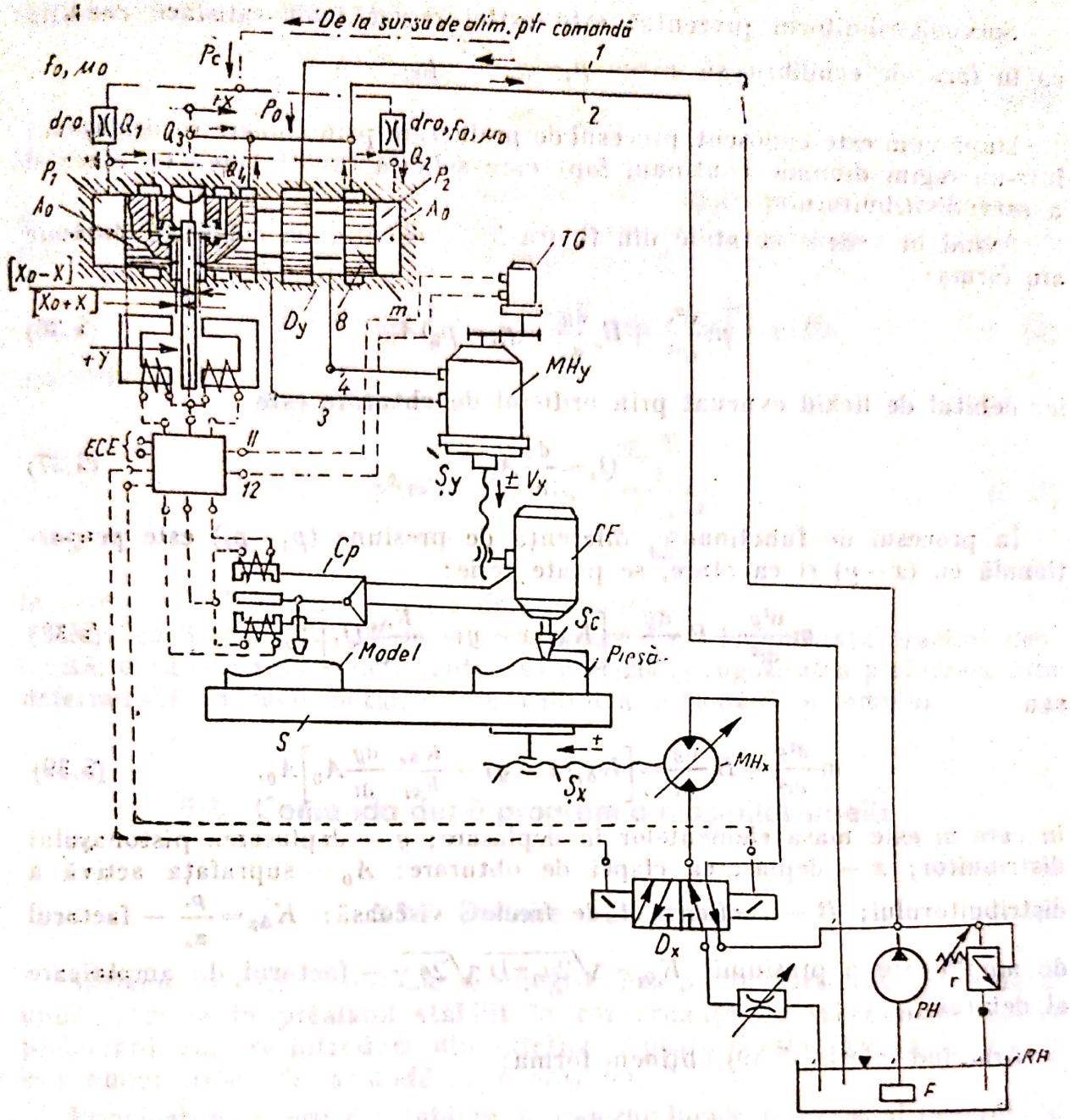


Fig. 5.15

motorului hidraulic MH_x pentru viteza de transport $\pm v_x$. Astfel scula S_c — prin realizarea vitezelor $\pm v_x$ și $\pm v_y$ — pe baza semnalelor generate de capul de palpare în funcție de profilul modelului, reproduce forma acestuia pe piesă.

Dispozitivele de copiere electrohidraulice se pot conecta ușor la sistemul automat central de comandă a mașinii, asigurîndu-se astfel un înalt grad de automatizare al acesteia.

Aplicarea acestor dispozitive la o gamă largă de mașini-unelte reclamă utilizarea unor elemente amplificatoare de semnale, care să asigure comanda în mod corespunzător în toate cazurile. Cele mai frecvent întîlnite sînt amplificatoarele de tipul servodistribuitoarelor electrohidraulice (fig. 5.15).

Scanned with OKEN Scanner

Servodistribuitorul prezentat este astfel reglat încît satisface condiția ca în faza de echilibru să avem $p_1=p_2=\frac{3}{4}p_c$.

După cum este cunoscut, procesul de prelucrare prin copiere se desfășoară într-un regim dinamic continuu, fapt care solicită funcționarea ca atare și a servodistribuitorului D_y.

Avînd în vedere notațiile din figura 5.15, ecuația de echilibru dinamic are forma:

$$m\frac{d^2y}{dt^2}+B_s\frac{dy}{dt}=(p_1-p_2)A_0, \tag{5.36}$$

iar debitul de lichid evacuat prin orificiul de obturare este

$$Q_t=\frac{dy}{dt}A_0. \tag{5.37}$$

În procesul de funcționare, diferența de presiune (p_1-p_2) este proporțională cu $(x-y)$ și ca atare, se poate scrie:

$$m\frac{d^2y}{dt^2}+B\frac{dy}{dt}=\left[K_{\Delta p}(x-y)-\frac{K_{\Delta p}}{K_{Qt}}Q_t\right]A_0, \tag{5.38}$$

sau

$$m\frac{d^2y}{dt^2}+B\frac{dy}{dt}=\left[K_{\Delta p}(x-y)-\frac{K_{\Delta p}}{K_{Qt}}\frac{dy}{dt}A_0\right]A_0, \tag{5.39}$$

în care m este masa elementelor în deplasare; y — deplasarea pistonașului distribuitor; x — deplasarea clapei de obturare; A_0 — suprafața activă a distribuitorului; B — coeficientul de frecare vîscoasă; $K_{\Delta p}=\frac{p_c}{x_o}$ — factorul de amplificare a presiunii; $K_{Qt}=\sqrt{2\mu_1\pi D}\sqrt{2g/\gamma}$ — factorul de amplificare al debitului.

Aranjînd relația (5.39) obținem forma:

$$m\frac{d^2y}{dt^2}+\left(B+\frac{K_{\Delta p}}{K_{Qt}}A_0^2\right)\frac{dy}{dt}+K_{\Delta p}A_0y=K_{\Delta p}A_0x. \tag{5.40}$$

Pentru a analiza ecuația diferențială (5.40), aplicînd calculul operațional, utilizînd operatorul Laplace, pentru condițiile inițiale „zero“ avem:

$$\left[ms^2+\left(B+\frac{K_{\Delta p}}{K_{Qt}}A_0^2\right)s+K_{\Delta p}A_0\right]Y(s)=K_{\Delta p}A_0X(s). \tag{5.41}$$

Din expresia (5.41) putem scrie funcția de transfer a sistemului, de forma:

$$G(s)=\frac{Y(s)}{X(s)}=\frac{1}{\frac{m}{K_{\Delta p}A_0}s^2+\frac{B+\frac{K_{\Delta p}}{K_{Qt}}A_0^2}{K_{\Delta p}A_0}s+1}, \tag{5.42}$$

sau sub forma Bode, avem:

$$G(s)=\frac{1}{T_0^2 s^2+a\xi_0 T_0 s+1}, \tag{5.43}$$

în care T_0 este constanta de timp; ξ_0 — factorul de amortizare.

Pentru a putea analiza caracteristicile de amplitudine și fază în funcție de frecvența pulsației sistemului, se trasează în diagrama logaritmică curbele de amplitudine și de fază după ecuațiile Bode:

$$a\ (\omega)=-10\log\left\{\left[1-\left(\frac{\omega}{\omega_0}\right)^2\right]^2+4\xi_0^2\left(\frac{\omega}{\omega_0}\right)^2\right\}\ (dB), \tag{5.44}$$

respectiv

$$\varphi^0(\omega)=-\text{arc tg}\frac{2\xi_0\frac{\omega}{\omega_0}}{1-\left(\frac{\omega}{\omega_0}\right)^2}, \tag{5.45}$$

în care $\omega_0=1/T_0$, este frecvența de rezonanță.

Analiza dinamică a sistemelor de copiere are o importanță practică deosebită, dacă se are în vedere faptul, că precizia și rugozitatea prelucrării este determinată în mod hotărîtor de calitatea acționării sistemului.

5.3. Comanda după program a mașinilor-unelte

5.3.1. Definire și utilizare

Sistemul în care comenzile se înregistrează pe un port-program conform unui program în prealabil stabilit în concordanță cu succesiunea fazelor prelucrării, care se introduce din exterior și poate fi schimbat rapid și ușor este numit *sistem de comandă după program.*

Principalele criterii de stabilire a domeniului de utilizare al fiecărui tip de mașină-unealtă sînt: costul prelucrării și producția anuală. În figura 5.16 se prezintă domeniul de utilizare al diferitelor tipuri de mașini-unelte și sisteme de mașini în funcție de costul prelucrării și cantitatea de piese, iar în figura 5.17 — în funcție de producția anuală și gradul de complexitate al prelucrării.

Din cele două diagrame rezultă că domeniul de utilizare va fi: *a*) mașinile-unelte cu comandă după program se utilizează în producția de unicat și serie mică 1 ... 10 buc./an, la fabricarea pieselor cu grad de complexitate mic și mediu al prelucrării; *b*) centrele de prelucrare se utilizează în producția de serie mică și mijlocie, pentru producții repetabile pe loturi de 5 ... 1000 buc./lot, la execuția pieselor cu grad mediu și mare de complexitate a prelucrării; c) sistemele de prelucrare cu comandă după program se utilizează în producția de serie, fabricația realizîndu-se pe loturi de piese, pentru prelucrări cu grad mare de complexitate.

Scanned with OKEN Scanner

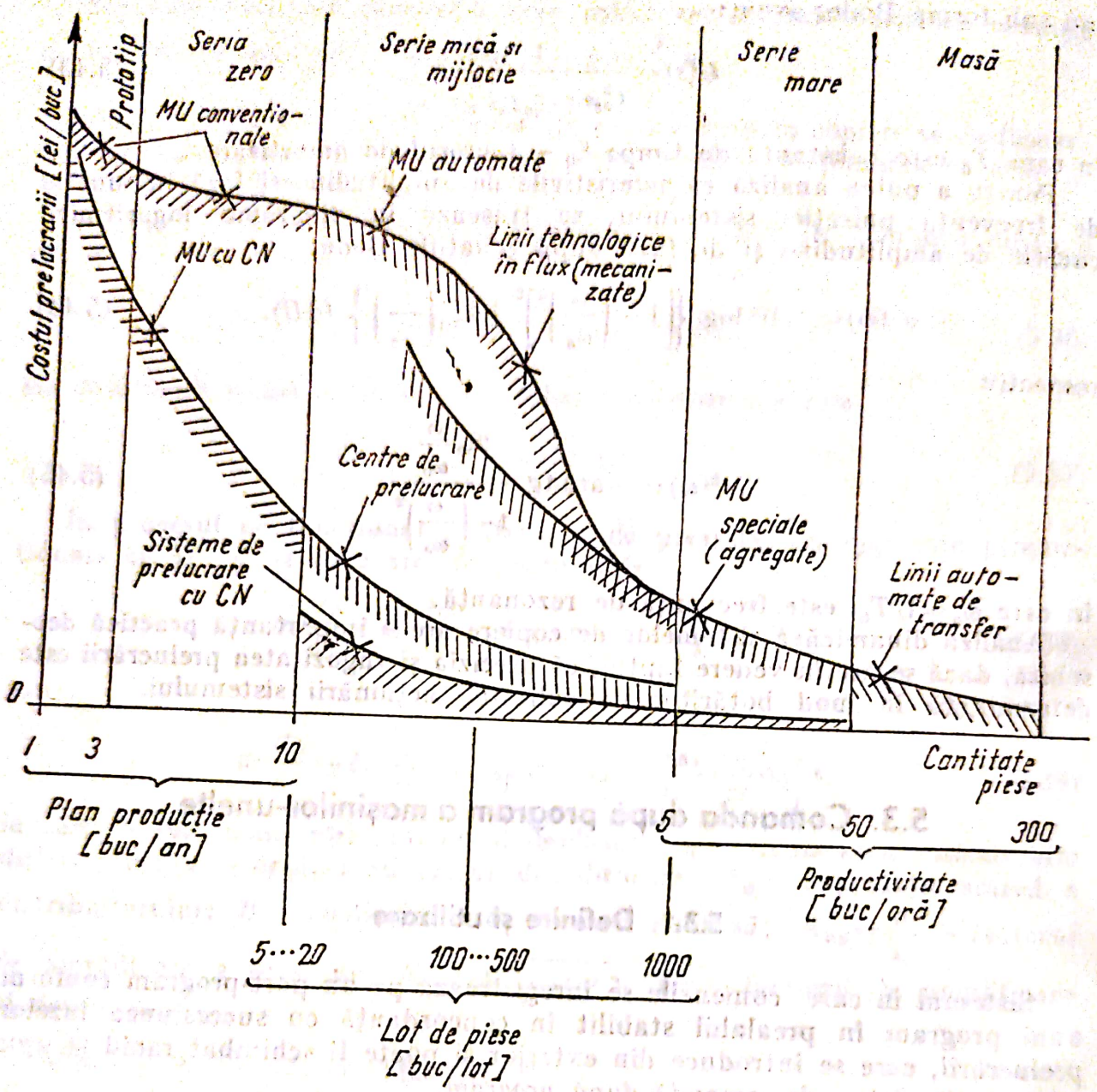


Fig. 5.16

Ca urmare comanda după program automatizează producția de unicat și serie, ceea ce prin alte mijloace ar fi mult prea costisitor și chiar imposibil din punct de vedere tehnic. Datorită gradului înalt de flexibilitate pe care-l oferă, mașinile-unelte cu comandă după program se utilizează, în primul rînd, în fabricațiile care-și schimbă frecvent produsul.

5.3.2. Clasificarea sistemelor de comandă după program

În funcție de modul de variație a mărimilor de intrare și de ieșire, sistemele de comandă după program pot fi: secvențiale, numerice, analogice și combinațiile acestora.

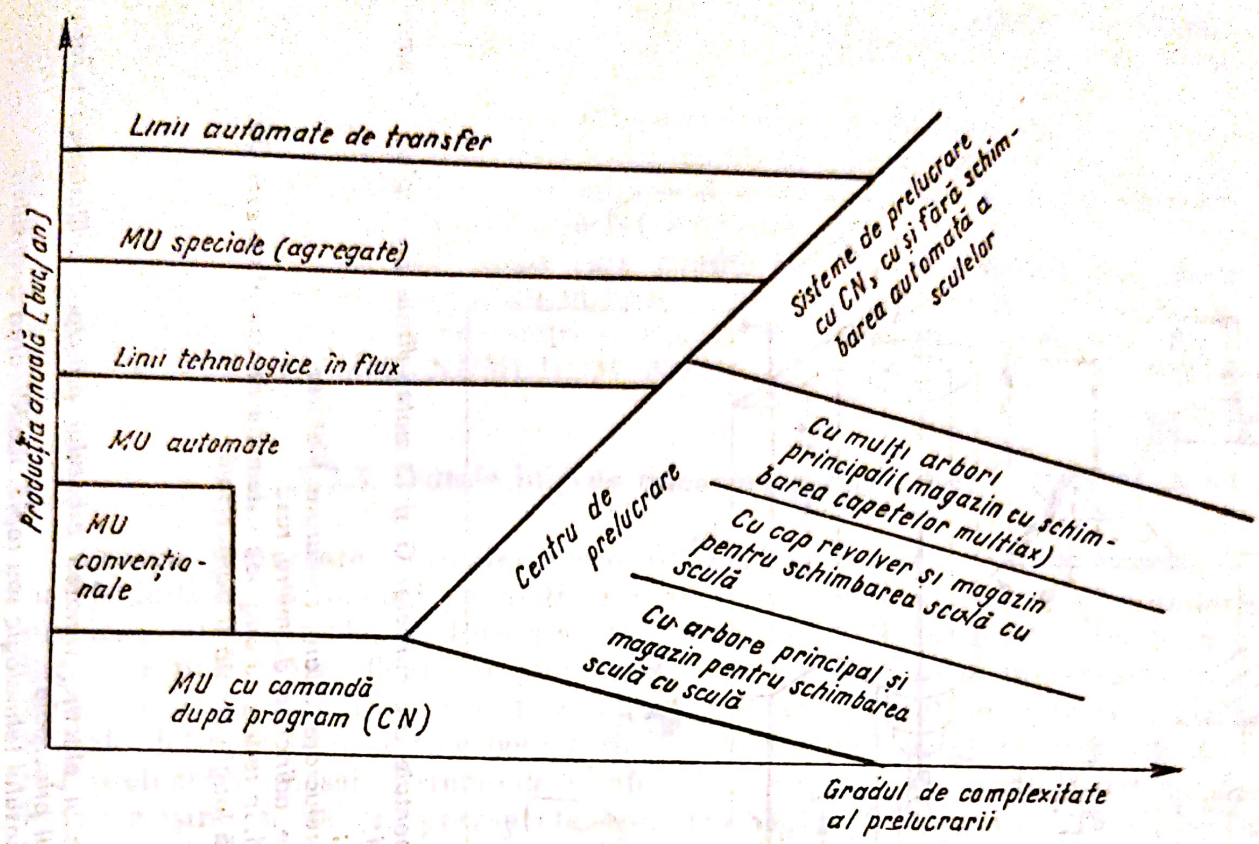


Fig. 5.17

Dacă prin program se stabilește apriori succesiunea fazelor procesului de prelucrare, iar starea ieșirilor depinde de starea intrărilor din momentul considerat t_k și de cea din momentul anterior t_{k-1} atunci sistemul de comandă este *secvențial (SCS)*.

Cînd sistemul operează cu mărimi discrete (numerice), iar starea ieșirilor depinde de cea a intrărilor din momentul considerat t_k, atunci sistemul de comandă este *numeric (SCN)*.

Cînd sistemul operează cu mărimi continui (variabile continuu), atunci sistemul de comandă este *analogic (SCA)*.

Dintre acestea *SCN* și combinațiile lui cu *SCA* se utilizează frecvent.

În funcție de parametrul care se controlează *SCS* poate fi independent și dependent de proces.

Cînd *SCS* controlează procesul prin intermediul *timpului* de desfășurare, acesta este un *SCS independent* de proces sau *temporizat*. *SCS* temporizate sînt, totdeauna, sisteme de comandă propriu-zise, deci deschise.

Cînd *SCS* controlează procesul prin intermediul spațiului, acesta este un *SCS dependente* de proces sau *reflex*. *SCS* reflexe sînt, totdeauna, sisteme de reglare, deci închise. Astfel de *SCS* reflexe echipează strungurile românești *SRO*, *SRV*, *DRT*.

În funcție de scopul lor, *SCN* și *SCA* pot fi: de poziționare, de prelucrare liniară și de conturare.

SCN de poziționare este acela care conduce deplasarea sculei sau piesei în puncte de coordonate discrete după direcții rectangulare, în afara

Scanned with OKEN Scanner

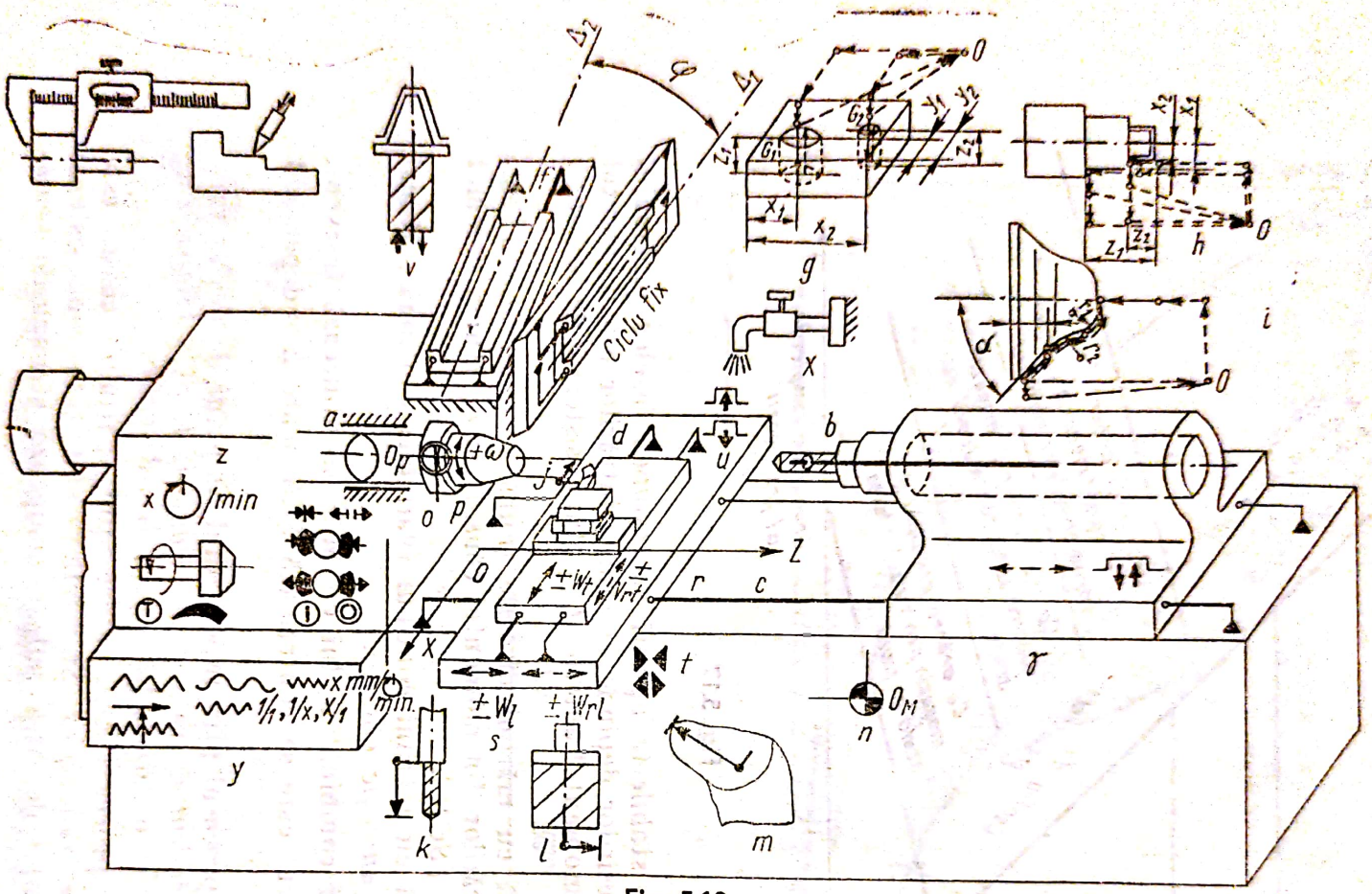


Fig. 5.18

a, b, c, d, e, f — informaţii constante privind formele fundamentale ale curbelor G şi D materializate pe cuplele cinematice ghidaj-sanie, fus-lagăr, pinolă, scule, ciclurile invariabile de mişcări;

c, d, e, f — informaţii variabile privind direcţiile de prelucrare;

g, h, i — procedeul şi metoda de prelucrare: poziţionare, prelucrare liniară, conturare, filetare;

j, k, l, m — corecţii de scule pentru reglare la cotă: la lungime, adîncime, diametru, rază;

n, o — deplasarea originii sistemului de axe ale maşinii în OM, în raport cu originea sistemului de axe ale piesei Op;

p, r, s — sensurile mişcărilor: principală, de avans şi rapidă longitudinală şi transversală;

t — de apropiere sau retragere a sculei în raport cu piesa;

u — de blocare-deblocare a săniilor;

v — de schimbare a sculei;

z — de pornire-oprire a lichidului de răcire;

x — fixarea-eliberarea semifabricatului, pornirea-oprirea motorului electric, frînarea arborelui principal, schimbarea turaţiei şi sensului mişcării principale, reglarea continuă sau discontinuă a mişcării principale;

z — selectarea avansului longitudinal sau transversal, a avansului tehnologic sau rapid, modificarea avansului;

β — utilizarea dispozitivelor auxiliare cum ar fi cel de copiat, de filetare etc.

γ — manevrarea unor subansambluri auxiliare ale maşinii.

Scanned with OKEN Scanner

procesului de aşchiere, cum ar fi de exemplu la maşinile de găurit în coordonate. Echipamentul de comandă numerică de poziţionare românească este NUMEROM 321.

SCN de prelucrare liniară este acela care conduce deplasarea sculei sau piesei în puncte discrete după direcţii rectangulare în timpul procesului de aşchiere, cum ar fi de exemplu la strunguri şi maşini de frezat. Echipamentul românesc de prelucrare liniară este NUMEROM 321.

SCN de conturare este acela care conduce deplasarea sculei sau piesei după traiectorii curbe plane sau în spaţiu, în timpul procesului de aşchiere, cum ar fi de exemplu la strunguri şi maşini de frezat. Echipamentul românesc de conturare este NUMEROM 331.

5.3.3. Datele iniţiale necesare programării

Pentru prelucrarea oricărei piese pe maşină-unealtă trebuie cunoscute datele iniţiale ale formei geometrice a suprafeţelor generate, dimensiunilor, preciziei dimensionale, de formă şi de poziţie, rugozităţii acestora şi tehnologiei de prelucrare. Toate acestea trebuie să rezulte din documentaţia tehnică — desenul de execuţie şi fişa tehnologică sau planul de operaţii. Datele iniţiale definesc informaţiile geometrice şi tehnologice necesare la programarea prelucrării piesei. Principalele informaţii necesare la prelucrarea pieselor pe maşini-unelte sînt prezentate, conform STAS 7071-75 şi STAS 9283-73, în figura 5.18.

5.3.4. Clasificarea şi definirea informaţiilor şi comenzilor

În tehnica prelucrărilor pe maşini-unelte, *informaţia* este oricare cunoştinţă necesară pentru prelucrarea piesei prin aşchiere, rezultată din documentaţia tehnică. Totalitatea datelor iniţiale, rezultate din desenul de execuţie şi fişa tehnologică sau planul de operaţii, necesare prelucrării piesei prin procesul de aşchiere pe maşini-unelte sînt numite *informaţii de lucru*.

Din punct de vedere a variabilităţii lor, informaţiile de lucru pot fi constante şi variabile.

Informaţiile constante sînt cele care nu depind nici de piesa de prelucrat şi nici de procesul tehnologic de realizat. Ele sînt înmagazinate în construcţia maşinii-unelte şi sculelor prin materializarea lor pe componentele acestora încă din etapa proiectării. Cantitatea de informaţii înmagazinată îi conferă maşinii anumite proprietăţi, diferenţiind-o de altele.

Informaţiile variabile sînt cele dependente de piesa de prelucrat şi procesul tehnologic de realizat. Ele sînt furnizate maşinii-unelte neautomatizate de către muncitor, iar celei automatizate — de către instalaţii şi echipamente auxiliare, care echipează maşina. Conform STAS 8590-70 şi STAS 9283-73, informaţiile variabile pot fi: geometrice, tehnologice, pregătitoare şi auxiliare.

Din punct de vedere fizic informaţiile de lucru variabile pot fi dimensionale şi adimensionale.

Informaţiile dimensionale sînt datele iniţiale asupra formei şi dimensiunilor piesei, adică toţi parametrii dimensionali, de formă, de poziţie şi cali-

Scanned with OKEN Scanner

tatea suprafeței care definesc curbele generatoare și directoare teoretice. Aceste informații sînt mărimi fizice și totodată geometrice.

Informațiile adimensionale, numite și tehnologice deoarece rezultă exclusiv din fișa tehnologică, sînt datele inițiale asupra tehnologiei de prelucrare pentru a se obține piesa în condiții tehnico-economice impuse. Aceste informații sînt exclusiv tehnologice, pregătitoare și auxiliare.

În funcție de modul de prelucrare a lor, informațiile de lucru variabile pot fi: de deplasare și de comutație.

Informațiile de deplasare sînt acelea obținute în timpul procesului de măsurare și de calcul a deplasării saniei, constituind informația curentă introdusă în *SCP* de la mașina-unealtă. Conținutul acestor informații este dimensional, ele descriind curbele generatoare și directoare reale. Ele se exprimă prin valorile deplasărilor reale liniare și unghiulare ale saniei.

Informațiile de comutație sînt acelea al căror conținut este adimensional și care sînt transportate în lanțul cinematic al mașinii prin procese simple de comutație.

Mașina-unealtă „înțelege" numai semnale de natură fizică determinată. Transformarea informației din forma de „cunoștință" în forma de „semnal" și transportul ei în lanțul cinematic poartă denumirea de *comandă*. Realizarea comenzii în lanțul cinematic se numește *execuție*, iar efectul acesteia la ieșirea din lanțul cinematic — *acționare*.

Comenzile se clasifică ca și informațiile în: dimensionale și tehnologice, de deplasare și de comutație.

Principalele comenzi utilizate la mașini-unelte sînt cele de *deplasare*, destinate să conducă deplasările relative dintre sculă și piesă. Mișcarea relativă dintre sculă și piesă poate fi efectuată succesiv după diferite axe ale mașinii, cu sau fără așchiere, sau simultan după axele mașinii, coordonate sau necoordonate între ele.

În funcție de modul de utilizare a lor, comenzile de deplasare pot fi: de poziționare, de prelucrare liniară și de conturare.

Comenzile de poziționare se caracterizează prin utilizarea lor pentru comanda mișcărilor auxiliare de apropiere și retragere rapidă, executabile succesiv după axele de coordonate ale mașinii, cu o viteză constantă și rapidă, de ordinul 4 ... 16 m/s. Comanda este folosită pentru deplasarea sculei sau piesei dintr-un punct în altul de coordonate prescrise, în scopul poziționării reciproce, de unde și denumirea de comandă punct cu punct. Dintre parametrii vectorului viteză de deplasare se comandă numai direcția și sensul. Principiul comenzii de poziționare este prezentat în figura 5.19. Originea mișcării, aleasă arbitrar, s-a considerat în punctul P_0, iar punctul programat s-a considerat în P_1. În punctul inițial P_0 se dă comanda de poziționare pentru deplasarea pînă în punctul final P_1. Deplasarea se realizează succesiv pe cele două axe.

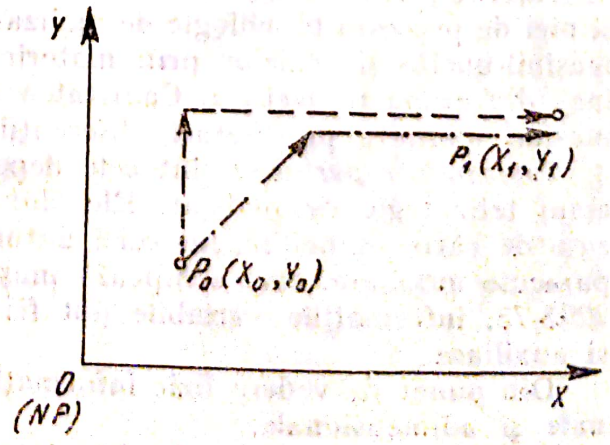


Fig. 5.19

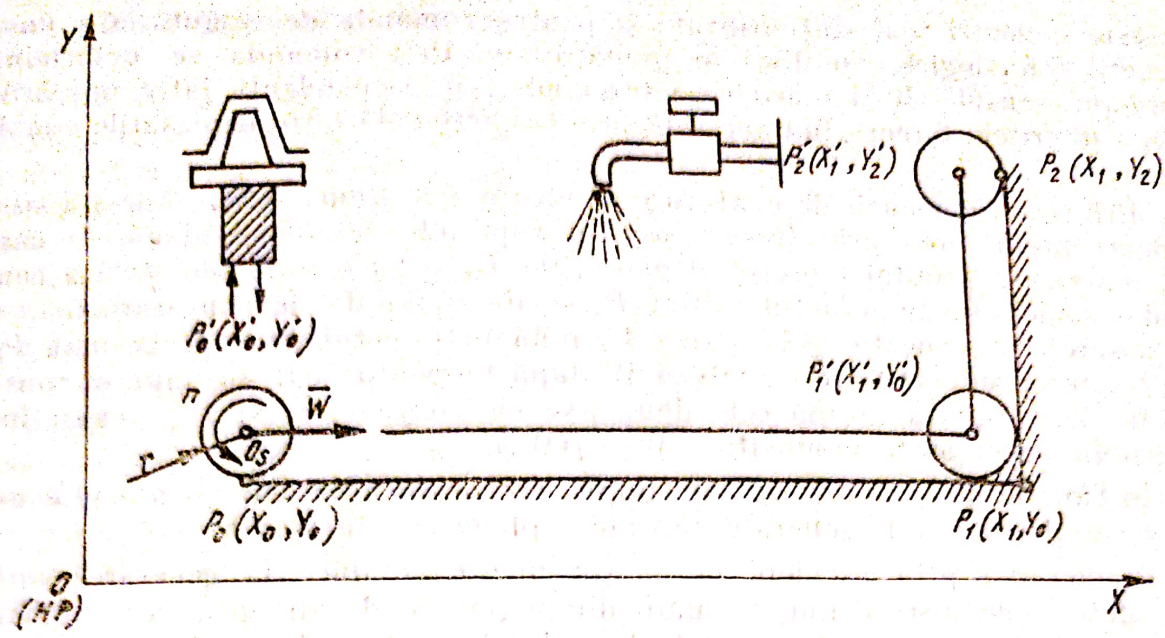


Fig. 5.20

În scopul reducerii timpului auxiliar, deplasarea poate fi efectuată parțial simultan pe cele două axe ale unui unghi de 45°.

Comanda de poziționare se utilizează la mașinile de găurit în coordonate, mașini de frezat și alezat, strunguri și mașini de frezat, prese de ștanțat etc.

Comenzile de prelucrare liniară se caracterizează prin utilizarea lor pentru comanda mișcărilor rectilinii de generare, executabile succesiv numai după direcțiile axelor de coordonate ale mașinii, cu viteză variabilă în timp, egală cu viteza de avans, cît și pentru comanda de comutație a unor funcții tehnologice și auxiliare cum ar fi avansul, turația arborelui principal, lichidul de răcire, schimbarea sculei etc. Dintre parametrii vectorului viteză de deplasare se comandă direcția, sensul și mărimea acesteia. Comanda este folosită exclusiv pentru deplasări rectilinii succesive după diferitele axe ale mașinii, între care nu există dependență cinematică și deci legătură funcțională. Principiul comenzii de prelucrare liniară este prezentat în figura 5.20, unde s-a considerat prelucrarea prin frezare a două suprafețe rectangulare. În punctul inițial P_0 se dă comanda de prelucrare liniară pentru deplasarea pînă în punctul final P_1, deplasarea efectuîndu-se după axa OX. Punctul P_1 devine punct inițial al mișcării pe axa OY în care se dă comanda de prelucrare liniară pentru deplasarea pînă în punctul final programat P_2, deplasarea efectuîndu-se după axa OY. Deplasarea se realizează succesiv după cele două axe. Pentru a rezulta conturul piesei $P_0P_1P_2$, centrul sculei O_s se deplasează pe traseul P_0', P_1', P_2'.

Comanda de prelucrare liniară este utilizată la strunguri, mașini de frezat, mașini de găurit, mașini de frezat și alezat etc.

Comenzi de conturare. Caracteristica acestora constă în utilizarea lor pentru comanda mișcărilor de generare complexe, realizabile simultan după două sau trei axe de coordonate, între care există dependențe cinematice riguroase; deplasarea se produce cu viteze variabile în timp, egale cu vitezele de avans.

Scanned with OKEN Scanner

Aceste comenzi mai sînt utilizate și pentru comanda de comutație a unor funcții tehnologice, auxiliare și pregătitoare. Prin comandă se determină direcția, sensul, cît și mărimea vitezei mișcării. Dependența între mișcările după diferitele direcții impune o legătură funcțională între deplasările simultane.

Principiul comenzii de conturare se prezintă în figura 5.21, unde s-a considerat prelucrarea prin frezare a unei suprafețe complexe plană, în care L_p reprezintă profilul teoretic al piesei, iar L_s — traiectoria teoretică a centrului sculei O_s. În punctul inițial P_0 se dă comanda de conturare pentru deplasarea pe traiectoria teoretică L_s pînă în punctul final programat P_1, deplasarea producîndu-se cu viteza W după tangenta la L_s în punctul considerat, deci simultan după cele două axe cu vitezele W_x și W_y, respectînd continuu dependența cinematică $W_y=f(W_x)$.

În funcție de numărul de axe, după care deplasările dependente se execută simultan, pot fi generate suprafețe plane sau în spațiu.

Prelucrarea prin așchiere pe mașini-unelte conduce la generarea unor suprafețe reale discontinui, formate din segmente de dreaptă rectangulare de mărimi finite mici, egale cu deplasările elementare Δx și Δy, realizabile succesiv după cele două axe. De obicei, generarea suprafețelor profilate prin așchiere, constă în succesiunea deplasărilor elementare finite mici $\Delta x=ct$ (de exemplu egale cu 0,010 mm) pentru care rezultă un $\Delta y=f(\Delta x)$. Dacă deplasările finite mici $\Delta x\to dx$ și $\Delta y\to dy$ (deplasări infinitesimale), la limită punctele P_{k+1} și P_k se apropie mult astfel că $P_{k+1}\to P_k\to 0$, conturul piesei L_p rezultă continuu. În primul caz comanda de conturare este discontinuă, iar în cel de al doilea caz — continuă.

Comanda de conturare se utilizează la strunguri și mașini de frezat.

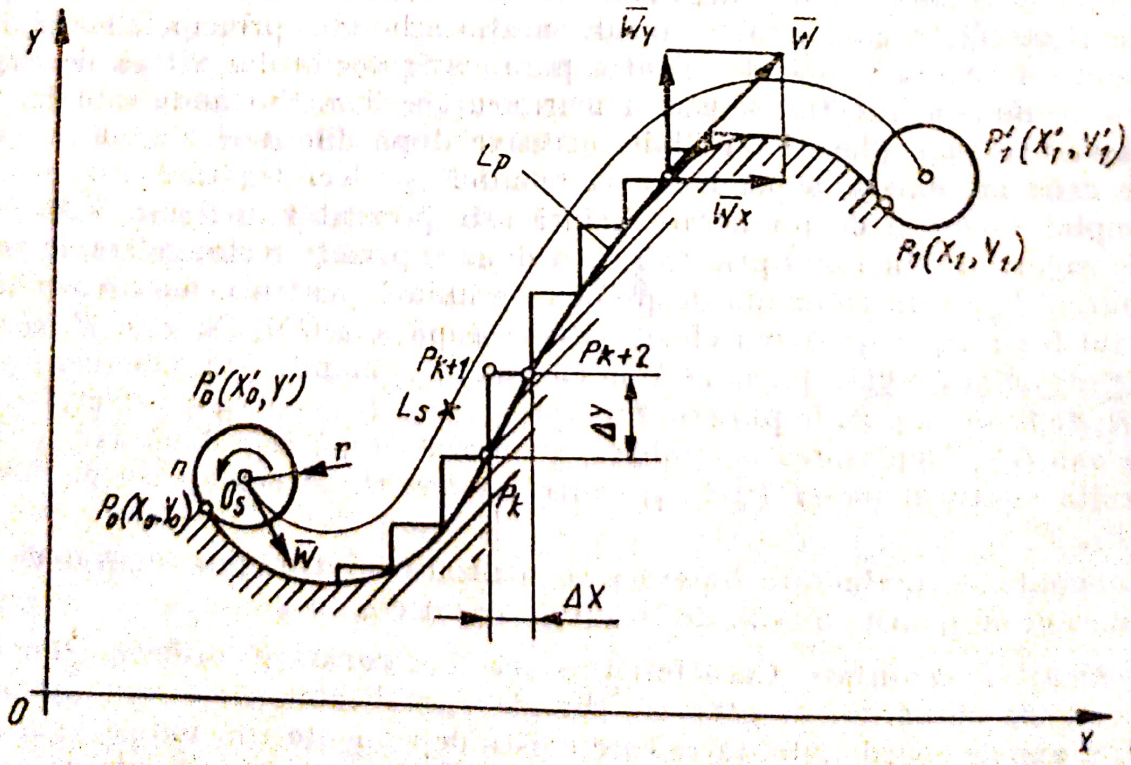


Fig. 5.21

Scanned with OKEN Scanner

5.3.5. Sistemul de coordonate

Axa se definește ca direcția fixă de deplasare rectilinie sau circulară. Ea se materializează pe ghidaje și lagăre, iar mișcarea după aceasta se execută de către organele mobile ale mașinii — sania și fusul. Axele (sistemul de coordonate), respectiv mișcările după acestea, pentru mașini cu *CN*, sînt definite în STAS 8902-71.

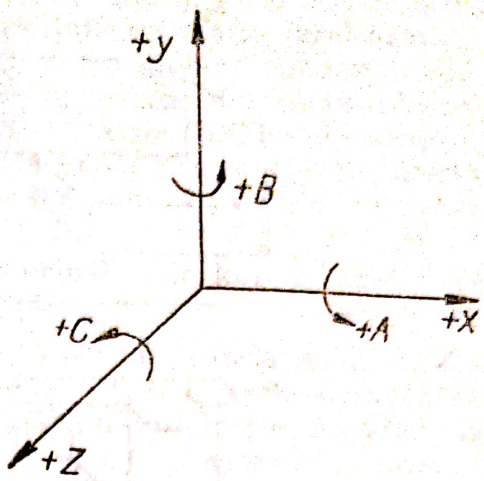


Fig. 5.22

Mișcarea rectilinie. Mașinii-unelte cu *CN* i se asociază un sistem de axe de coordonate. Axele de deplasare rectilinie formează un sistem geometric de coordonate. Acesta este un triedru normal, de sens direct, conform regulii mîinii drepte — figura 5.22. Axele principale ale sistemului de coordonate se notează cu literele *X*, *Y*, *Z*. Alegerea direcției fiecărei axe se face pe baza următoarelor reguli.

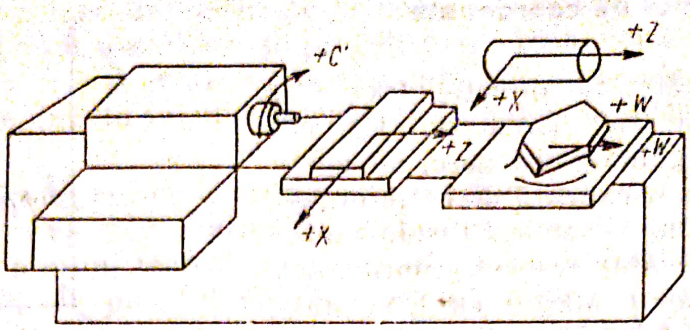
— Axa *Z* este identică sau paralelă cu axa arborelui principal. În cazul în care mașina nu are arbore principal (ex. mașinile de rabotat), axa *Z* se alege perpendiculară pe suprafața de așezare a piesei. Dacă mașina are mai mulți arbori principali (ex. mașini-unelte speciale, agregate), ca axă *Z* se alege axa unui singur arbore principal, de preferință perpendicular pe suprafața de așezare a piesei. Sensul pozitiv al axei *Z* corespunde deplasării care conduce la mărirea distanței dintre sculă și piesă.

— Axa *X* este, în majoritatea cazurilor, orizontală și paralelă cu suprafața de așezare a piesei. Ea reprezintă axa principală de deplasare în planul în care se realizează poziționarea piesei față de sculă. La mașinile la care nu se rotesc nici piesa, nici scula, cum este cazul mașinilor de rabotat, axa *X* se alege paralelă cu direcția principală de așchiere, iar sensul pozitiv corespunde cu cel de așchiere. La mașinile la care se rotește piesa (cazul strungurilor, al mașinilor de rectificat rotund), axa *X* se alege după direcția radială și paralelă cu ghidajele saniei transversale, iar sensul pozitiv corespunde retragerii sculei față de piesă. La mașinile la care se rotește scula, iar axa *Z* este orizontală (ex. mașinile de frezat, de alezat), sensul pozitiv al axei *X* este spre dreapta cînd se privește dinspre arborele principal spre piesă. La mașinile la care se rotește scula, iar axa *Z* este verticală (ex. mașini de frezat, de găurit), sensul pozitiv al axei *X* este spre dreapta, și anume pentru mașinile cu un singur montant, dacă se privește dinspre arborele principal către montant, iar pentru mașinile cu portal dacă se privește dinspre arborele principal către montantul din stînga al portalului.

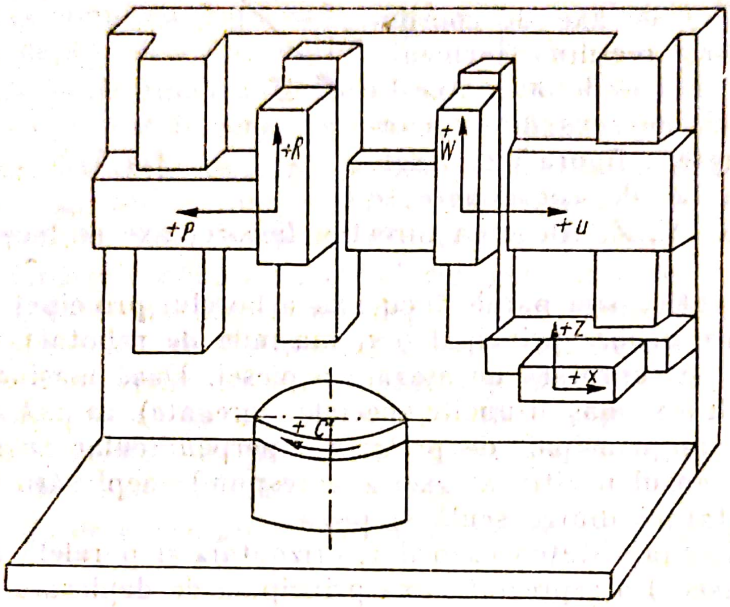
— Axa *Y* întregește triedrul și este deci perpendiculară pe planul format de axele *X* și *Z*. Sensul pozitiv corespunde triedrului de sens direct, sau regulii mîinii drepte.

Același STAS definește și axele suplimentare ale unor mașini-unelte ca fiind axele *U*, *V*, *W* și *P*, *Q*, *R*, paralele axelor *X*, *Y*, *Z* în ordinea enumerată.

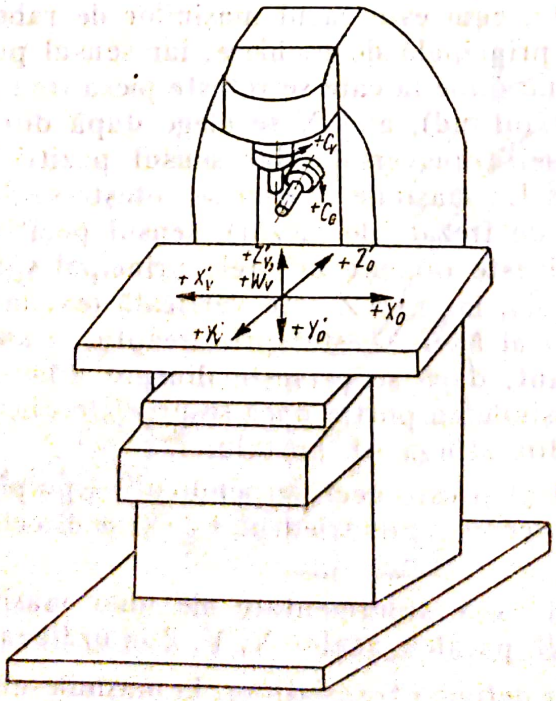
Mișcarea de rotație. Similar definirii translațiilor, la mașinile-unelte comandate numeric, se definesc și rotațiile. În acest sens se pornește de la triedrul

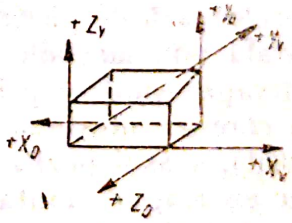


a



b





o – Cu arbore orizontal
v – Cu arbore vertical

Fig. 5.23

Scanned with OKEN Scanner

de sens direct care determină axele deplasărilor rectilinii—figura 5.22— și se asociază literele A, B, C pentru mișcările de rotație în jurul acestor axe, sau a unora paralele cu ele. Astfel axa A reprezintă rotația în jurul axei X, sau unei axe paralelă cu axa X; axele B și C au semnificații similare precedentei. Sensul pozitiv al axelor de rotație se determină din sensul pozitiv al axelor corespondente de translație, aplicînd regula șurubului dreapta.

Dacă o mașină necesită un sistem suplimentar de axe de rotație, acesta va fi notat cu literele D și E, indiferent dacă sînt sau nu paralele cu axele primare A, B, C.

Sensul pozitiv de rotație al arborelui principal este cel al acelor de ceasornic, indiferent că se rotește scula sau piesa.

Sisteme de axe ale mașinii-unelte și piesei. Axele de translație X, Y, Z și cele de ordin superior, precum și axele de rotație A, B, C și cele suplimentare D, E definesc mișcările sculei și deci ale saniei mașinii-unelte, formînd așa-numitul sistem de axe al mașinii. Deplasările piesei se notează cu aceleași litere, ca și cele ale sculei, dar cu semnul „prim" ($'$). Axele deplasărilor piesei au direcții paralele cu cele ale sculei, dar cu sens opus, atît pentru translații, cît și pentru rotații, mișcări primare și suplimentare. Aceste axe formează sistemul de axe propriu piesei la care se raportează mișcările acesteia (X', Y', Z', A', B', C' etc.).

În figura 5.23 sînt exemplificate alegerea axelor la strungul normal și revolver (fig. 5.23, *a*), la strungul carusel (fig. 5.23, *b*) și la mașinile de frezat cu arbore orizontal și vertical (fig. 5.23, *c*).

Originea sistemului de coordonate. Originea sistemului de coordonate al mașinii este punctul în care $X=0$, $Y=0$, $Z=0$, $A=0$, $B=0$, $C=0$. Alegerea originii pe mașina-unealtă este arbitrară, atît pentru translații, cît și pentru rotații. Originea sistemului de coordonate asociat mașinii poartă denumirea de punct de zero, nulul sau originea mașinii. Acesta este un punct fix și bine stabilit în spațiul mașinii, odată cu montarea și reglarea traductoarelor. El este punctul de referință pentru stabilirea poziției piesei față de mașină. Prin originea mașinii, sistemul de coordonate se leagă rigid de mașina-unealtă.

Din punct de vedere tehnologic, prelucrarea piesei se produce în raport cu sistemul de coordonate propriu al piesei. Din punct de vedere funcțional, mașina produce mișcările în raport cu sistemul de axe propriu al mașinii. Rezultă că oricare piesă, care urmează a fi prelucrată, trebuie poziționată față de sistemul de axe propriu al piesei, iar acesta față de sistemul de axe al mașinii, în raport cu care se determină toate mișcările, de generare și auxiliare pentru prelucrarea piesei.

Pentru a ușura procesul de programare, echipamentul de conducere numerică trebuie să permită translația originii mașinii în originea piesei. Astfel echipamentul de *CN* va prelucra datele în raport cu originea piesei, devenit noul punct de referință, identificat cu originea mașinii. Deplasarea originii mașinii în originea piesei poartă denumirea de deplasare a originii sau nulului, realizîndu-se la reglarea prealabilă a mașinii ori de cîte ori se schimbă produsul.

Principial, aspectul geometric al deplasării nulului este prezentat în figura 5.24, în care prin NM a fost notat nulul mașinii, iar prin NP — nulul piesei.

Scanned with OKEN Scanner

Fig. 5.24

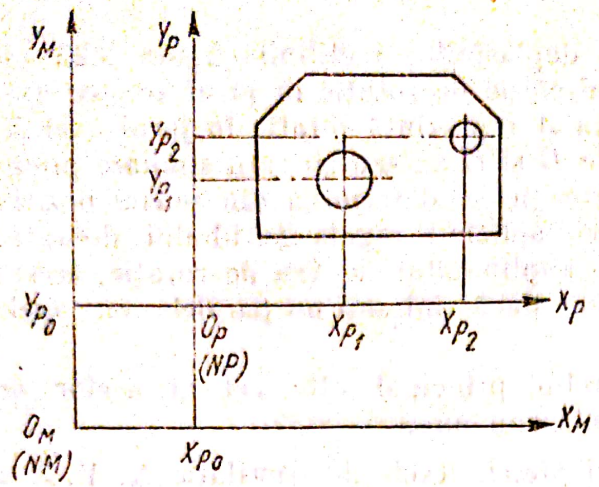
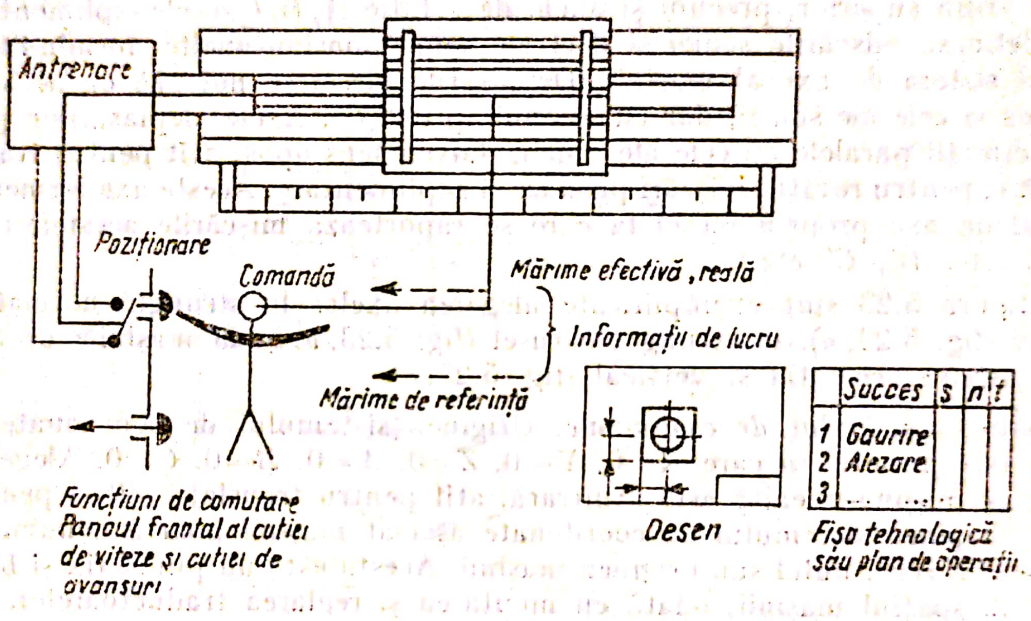
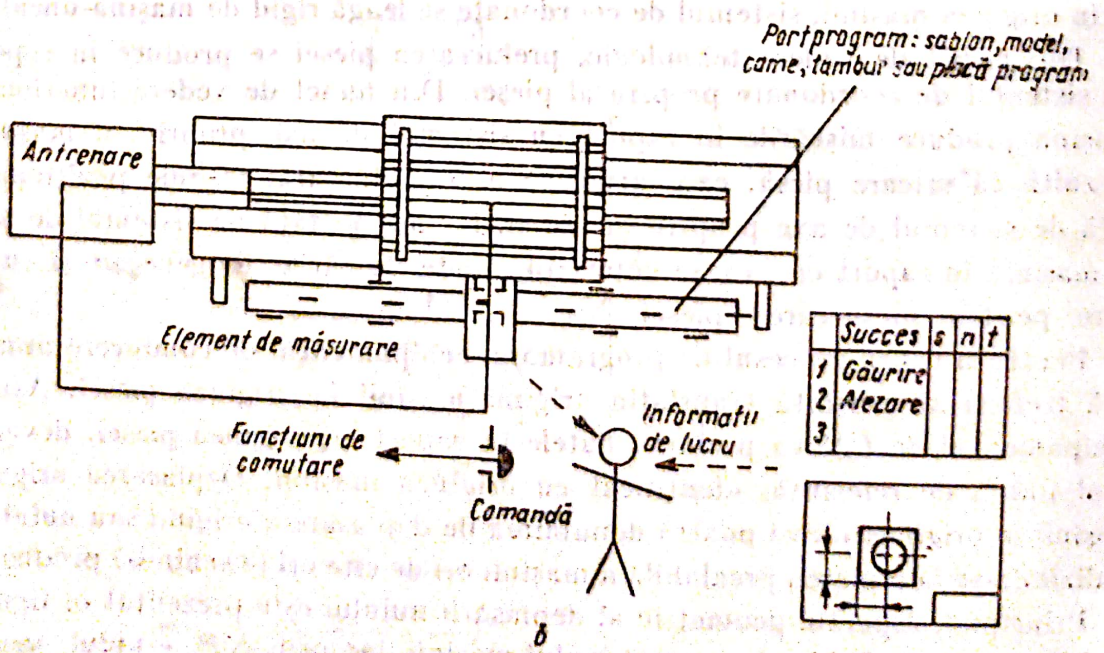


Fig. 5.25



a



b

5.3.6. Fluxul informațional și structura SCP

Strunctura *SCP* este determinată de fluxul informațional ce se formează la prelucrarea pieselor prin așchiere pe mașini-unelte. Se consideră fluxul informațional din figura 5.25.

Totalitatea acțiunilor incluzînd proiectarea tehnologiei S.D.V.-urilor, schemelor de reglaj a sculelor, elaborarea tabelului program-piesă și a programului-mașină constituie *etapa prelucrării externe* a datelor.

Totalitatea acțiunilor începînd cu introducerea port-programului în mașină și terminînd cu obținerea piesei finită constituie *etapa prelucrării interne* a *datelor*.

Din figura 5.25 rezultă că fluxul informațional, în etapa prelucrării interne a datelor, se încheie fie prin om (fig. 5.25, *a*) la mașina neautomată, fie prin elementul de măsurare a deplasării saniei (fig. 5.25, *b*) la mașina automată. Rezultă concluzia că, comenzile de comutație ale căror execuții nu se controlează, necesită *SCP* deschise, iar comenzile de deplasare, ale căror execuții se controlează — *SCP* închise.

În figura 5.26, *a* se prezintă prin scheme bloc structura sistemului de comandă pentru o cale directă, iar în figura 5.26, *b* cea a sistemului de reglare particularizate la mașinile-unelte, conform STAS 6019-74. Mărimea de intrare *i* se mai numește și *mărime de referință*, reprezentînd datele de intrare în sistem, prescrise prin programare pe port-program în etapa prelucrării externe a datelor, iar *e* — *mărime reală sau efectivă*, care se controlează prin *ECN*. Din punct de vedere a prelucrării interne a informațiilor este necesară separarea *ECN*. Includerea lanțului cinematic sau mașinii-unelte în circuitul de prelucrare a informațiilor conduce la noțiunea de *sistem de conducere după program*, noțiunea generică atît pentru sistemele de comandă, cît și pentru cele de reglare. Deci *SCP* este ansamblul format din totalitatea componentelor din figura 5.26 care include și mașina-unealtă.

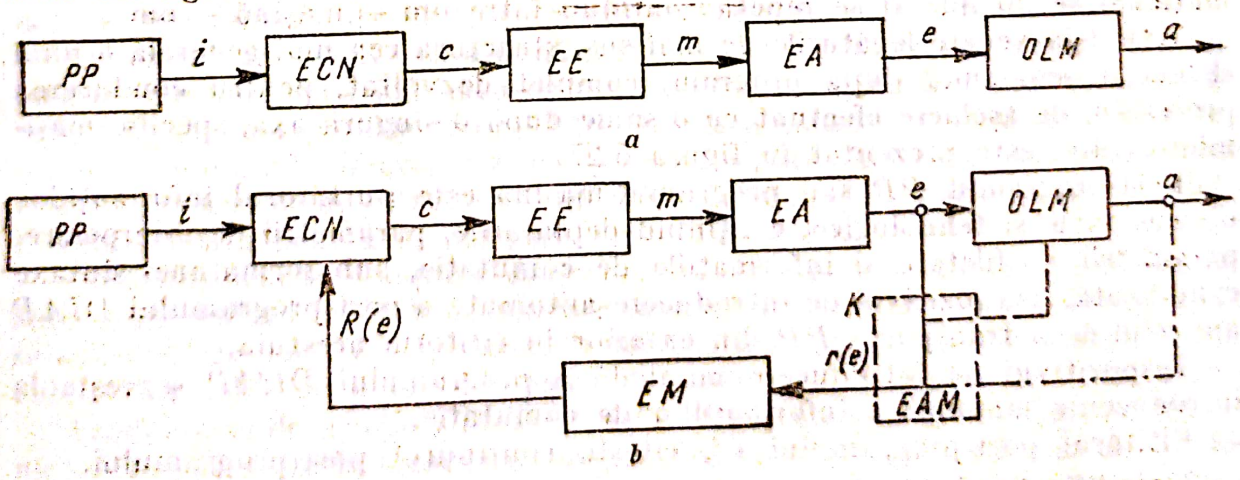


Fig. 5.26

PP — *port-program sau program-mașină*
ECN — *echipament de comandă numerică*
EE — *element de execuție*
EA — *element de acționare*
EM — *element de măsurare*
EAM — *element de adaptare mecanică*
OLM — *organ de lucru al mașinii (sanie)*

i — *mărime de intrare*
c — *mărime de comandă*
m — *mărime de execuție*
e — *mărime de ieșire*
a — *mărime de acționare*
r(e) — *mărime de intrare în EM*
R(e) — *mărime de reacție*
K — *raportul de transfer al EAM*

Scanned with OKEN Scanner

Se constată că un sistem de reglare se compune din calea directă de comandă și din calea sau legătura *inversă*, numită *de reacție*.

La sistemele de comandă circulația informației are loc într-un singur sens, de la *PP* către *OLM*. Datorită acestui fapt sistemul de comandă este fără confirmarea poziției reale a *OLM*.

La sistemele de reglare informația circulă în sensuri opuse, pe conturul închis al buclei de reacție *ECN — OLM — EM — ECN*. Datorită acestui fapt sistemul de reglare este cu confirmarea poziției reale a *OLM*.

În paragrafele precedente au fost prezentate cele două mari categorii de informații pe care *ECN* le transmite mașinii-unelte și anume informațiile de deplasare și cele de comutație. Din punct de vedere al prelucrării datelor în *ECN*, informațiile de deplasare constituie categoria cea mai importantă de informații, care pentru prelucrarea lor ridică cele mai dificile probleme. De modul cum sînt soluționate aceste probleme depinde complexitatea, costul și performanțele echipamentelor. Problema principală pusă unui *ECN* este furnizarea către mașina-unealtă a tuturor informațiilor necesare pentru ca *EA* să transmită *OLM* deplasările programate. Informațiile de deplasare se împart în informația de referință *r* introdusă în *ECN*, prin port-program pe calea directă și informația curentă *e*, introdusă în *ECN* prin *TR* pe calea inversă. Datele care necesită această prelucrare sînt cele care privesc deplasările, așa că în continuare ne vom referi în special la această categorie. În majoritatea cazurilor sistemele de comandă după program utilizate în construcția mașinilor-unelte sînt sisteme de reglare automată, iar în cele ce urmează vor fi tratate ca atare.

Analizînd fluxul de informații în etapa prelucrării interne a datelor, rezultă că se formează următoarele legături între om, documentația tehnică și mașina-unealtă: documentație — om=citire, transformare, memorare; om — mașină=comandă, acțiune; piesă — om=măsurare, comparare, decizie; om — mașină = reglare. Începînd cu faza de măsurare, circuitul informațional se închide și se repetă continuu între om — mașină — om.

Avînd în vedere legăturile de mai sus, structura cea mai generală a unui sistem de comandă după program, complet dezvoltat, pentru conducerea procesului de așchiere efectuat de o sanie după o singură axă, specific mașinilor-unelte, este prezentat în figura 5.27.

Port-programul *PP* sau programul-mașină este purtătorul informațiilor dimensionale și tehnologice, conținînd deplasările, parametrii de interpolare, parametrii de filetare și informațiile de comutație, sub forma unei sintaxe condificată. Dispozitivul de introducere automată a port-programului *DIAP* are rolul de a transporta *PP* din exterior în cititorul acestuia.

Dispozitivul de introducere manuală a programului *DIMP* servește la introducerea manuală a informațiilor de comutație.

Cititorul port-programului *Cl*, citește conținutul port-programului.

Decodificatorul *Dc* și convertorul de cod *Cv*, decodifică sau convertește (transformă) informația codificată pe port-program în codul sau sistemul de numerație al comparatorului.

Memoria de adrese *Mm* are rolul de acumulare și stocare internă a adreselor literare.

Interpolatorul intern *Ii* calculează numărul punctelor intermediare între două puncte de reper date, programate pe port-program, de unde denumirea de generator de tact, calculează coordonatele acestor puncte de unde și

Scanned with OKEN Scanner

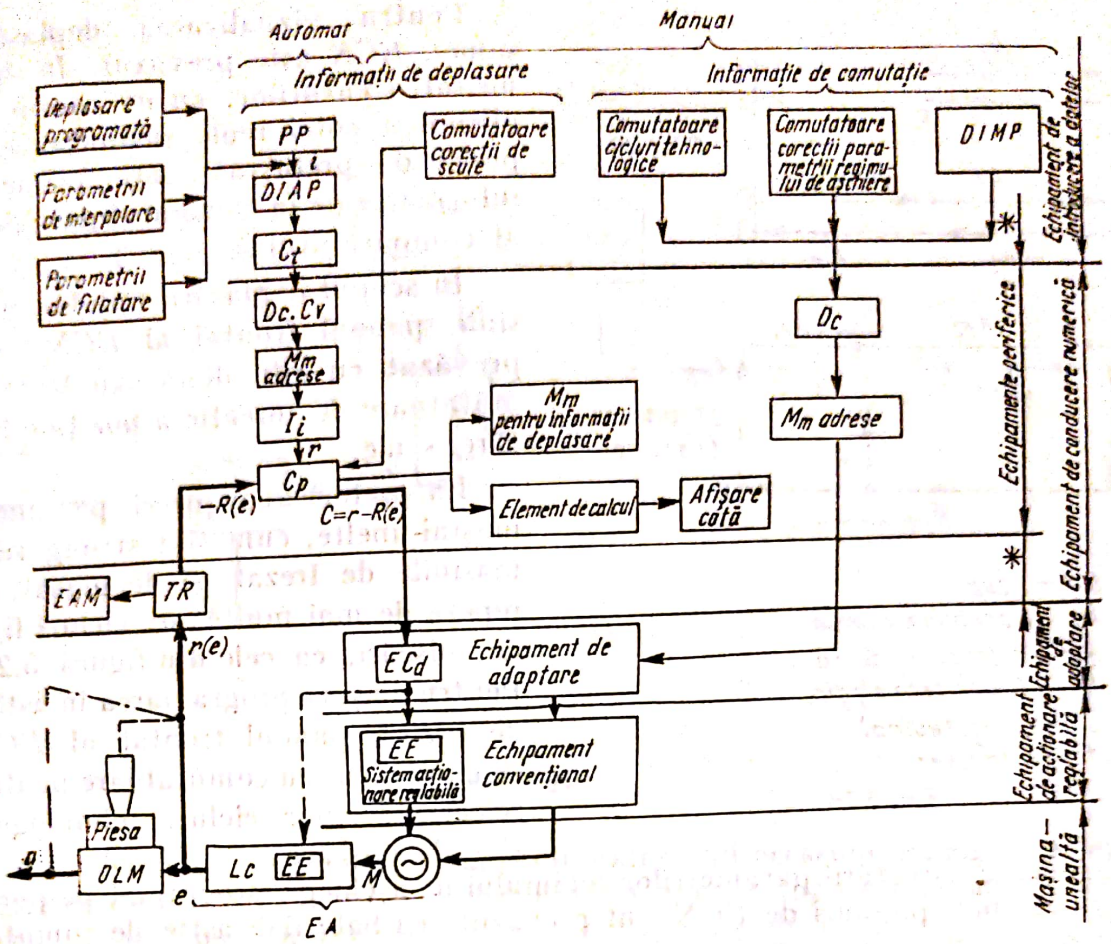


Fig. 5.27

denumirea de generator funcțional și asigură respectarea dependenței cinematice $Wy=f(Wx)$ de unde și denumirea de generator de proces.

Comparatoarele *Cp*, avînd două intrări și cel puțin o ieșire, compară mărimea de referință r cu mărimea de reacție $R(e)$, emițînd la ieșire mărimea de comandă sau comparație $C=r-R(e)$. *Cp* este elementul de decizie al sistemului, comandînd corectarea erorii $\pm\varepsilon=r-e$ pînă cînd $\varepsilon=0$, moment cunoscut sub denumirea de coincidența mărimilor e cu r, cînd mărimea de comandă C este folosită pentru întreruperea mișcării saniei.

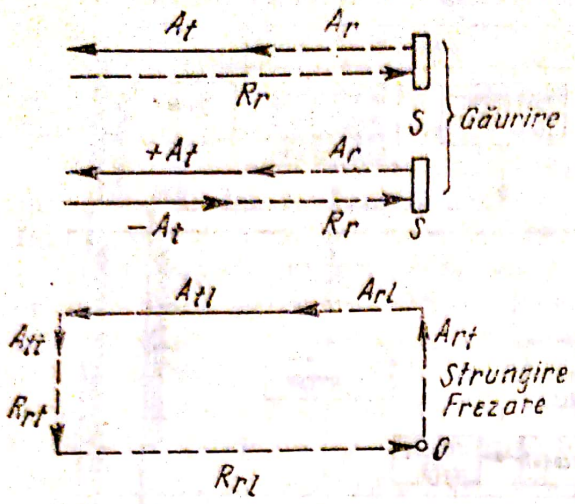
Comparatorul se compune din memoria *Mm* pentru informații de deplasare, reprezentînd locul de acumulare internă a valorilor deplasărilor de unde se „absorb" de către *EA*, pe măsura deplasării saniei, și din elementul de calcul, avînd rolul de a efectua calculele necesare procesului de comparare.

Traductorul de reacție *TR* care include *EM* și elementul de adaptare mecanică *EAM* servește la măsurarea mărimii efective de ieșire e din sistem, culegînd astfel informația $r(e)$ curentă din sistem și furnizînd-o ca mărime de reacție $R(e)$, prin calea inversă, pe o intrare a *Cp*-ului.

Elementele de comandă *ECd* și de execuție *EE* îndeplinesc rolurile de comandă și execuție în *EA*.

Elementul de acționare *EA*, specific mașinilor-unelte, se compune totdeauna dintr-un motor și un lanț cinematic.

Conturul cu linie groasă formează așa-numita buclă de reacție, care se închide prin *EA*.



0,S — Stop
Ar — Apropiere rapidă
Rr — Retragere rapidă
Af — Avans tehnologic
l — Longitudinal
t — Transversal

Fig. 5.28

Pentru vizualizarea deplasării saniei, *ECN* este prevăzut, în majoritatea cazurilor, cu un panou de afișare a cotei reale instantanee a piesei de prelucrat, care primește informația de la elementul de calcul al comparatorului.

În scopul deplasării nulului mașinii, panoul frontal al *ECN* este prevăzut cu cîte două sau trei comutatoare de corecție a poziției fiecărei scule.

La prelucrarea piesei pe unele mașini-unelte, cum sînt strungurile, mașinile de frezat și de găurit, se repetă de mai multe ori cicluri fixe de mișcări, ca cele din figura 5.28. Pentru a ușura programarea în astfel de cazuri, panoul frontal al *ECN* este prevăzut cu comutatoare pentru selectarea unor cicluri tehnologice fixe de mișcări.

În scopul corectării parametrilor regimului de așchiere, programat pe port-program, unele panouri de *ECN* sînt prevăzute cu baterii de astfel de comutatoare prin care reglarea regimurilor de așchiere se face manual, programarea constînd numai în selectarea comutatoarelor cu regimul dorit.

Echipamentul de adaptare are rolul de a permite legarea unui tip de *ECN* la orice mașină-unealtă din familia de mașini pentru care a fost construit.

Echipamentul convențional include echipamentul, absolut necesar mașinii pentru a funcționa exclusiv prin comenzi manuale, fără *ECN*.

Structura din figura 5.27 este caracteristică *ECN* de conturare. Din structura *ECN* de poziționare și pentru prelucrare liniară lipsește interpolatorul intern.

Numărul de sănii și deci de axe ale unei mașini-unelte influențează structura sistemului de comandă după program, în sensul că bucla de reacție cu toate componentele sale este specifică fiecărei sănii și deci sistemul va conține un număr de circuite de reglare egal cu numărul de sănii. Celelalte componente ale sistemului sînt comune.

De asemenea, construcția traductorului de reacție și a comparatorului influențează structura sistemului de comandă după program (fig. 5.29). Dacă comparatorul este de tip numeric *N*, iar traductorul de tip analogic *A*, între acestea trebuie intercalat un convertor analogic-numeric de mărime fizică *CAN* (fig. 5.29, *a*). Dacă comparatorul este de tip analogic *A*, iar traductorul este de tip numeric *N* și mărimea de referință este numerică r_N, trebuie intercalat cîte un convertor numeric — analogic *CNA* de mărime fizică (fig. 5.29, *b*).

Port-programul *PP* este purtătorul informațiilor dimensionale și tehnologice înregistrate în prealabil după un program prestabilit și care se intro-

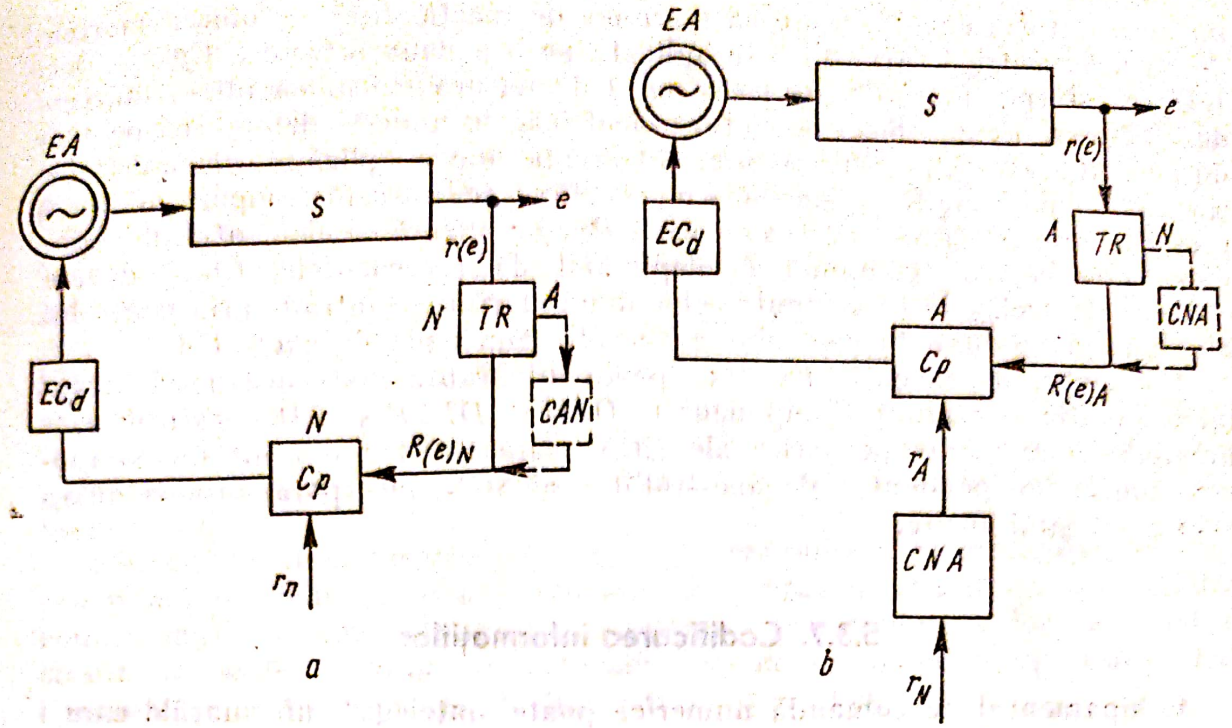


Fig. 5.29

duce în sistem manual sau automat, din exteriorul acestuia. El emite la ieșire mărimea de intrare i în ECN, respectiv în Cp, care după prelucrare se transformă în mărimea de referință r, reprezentînd datele inițiale prescrise prin programare pe PP. Comparatorul Cp primește mărimea de referință r și/sau nu, mărimea de reacție $R(e)$, pe care le prelucrează și emite la ieșire mărimea de comandă C, numită și de comparație care poate fi un tren de impulsuri, o informație numerică codificată sau o mărime analogică, a cărei valoare determină viteza de deplasare a OLM. Elementul de execuție EE primește la intrare mărimea de comandă C și furnizează la ieșire mărimea de execuție m, care este o deplasare liniară sau unghiulară și care se aplică EA. Elementele de execuție sînt în general cuplaje electromagnetice, hidraulice sau pneumatice, distribuitoare hidraulice sau pneumatice și electroventile hidraulice sau pneumatice, convertorii de mărimi fizice și partea electrică de comandă a motoarelor pas cu pas. Elementul acționat EA este constituit din lanțul cinematic de acționare al OLM. Lui i se aplică pe intrare mărimea de execuție m, iar la ieșire furnizează mărimea de ieșire e, care poate fi o deplasare liniară sau unghiulară (S sau φ), care la rîndu-i se aplică pe organul de lucru sau de gol OLM, ce reprezintă partea mobilă a cuplei ghidaj-sanie sau fus-lagăr, a cărui mișcare se controlează. La ieșirea din acesta se obține mărimea de acționare a ce reprezintă parametrul controlat, de obicei dimensiunea reală a piesei obținută prin procesul de așchiere.

În cazul sistemelor de comandă EE și EA trebuie să aibă o construcție capabilă să urmărească fidel datele de intrare. În astfel de cazuri EE și EA sînt de tipul motoarelor pas cu pas.

Elementul de măsurare EM, de tip traductor de reacție, măsoară mărimea de ieșire e a EA sau OLM care se aplică pe intrarea acestuia ca mărime de intrare r (e) și care este o deplasare mecanică liniară sau unghiulară, o trans-

Scanned with OKEN Scanner

formă și o furnizează la ieșire ca mărimea de reacție $R(e)$, de obicei, mărime de natură electrică. Aceasta este aplicată pe o a doua intrare a *Cp*-lui. Deci *EM* transformă mărimea de ieșire $r(e)$ de natură mecanică într-o mărime de reacție $R(e)$ de obicei de natură electrică, de unde și denumirea de traductor. În acest caz, *Cp*-ul are două intrări; pe una se aplică mărimea de referință r, iar pe cealaltă — mărimea de reacție $R(e)$; acesta compară mărimea prescrisă prin program r cu cea efectivă $R(e)$ realizată de elementul de acționare; mărimea de comandă C depinzînd de precedentele, *Cp*-ul devine element de decizie la coincidența celor două mărimi de intrare, prin controlul continuu a modului în care sînt executate comenzile de către *EA*.

Elementul de execuție *EE* face parte integrantă din construcția lanțului cinematic al mașinii. Componentele *DIMP*, *DIAP* și *TR* constituie așa-numitele componente periferice ale *ECN*, care astfel a devenit un component unitar independent și de-sine-stătător al *SCN*, încorporat într-un dulap anexat mașinii-unelte.

5.3.7. Codificarea informațiilor

Echipamentul de comandă numerică poate „înțelege" informațiile care i se transmite și le poate prelucra ulterior, numai în măsura în care acestea au fost reprezentate într-un anumit fel, reprezentare cu care au fost „învățate" încă din faza de concepție. Din considerente tehnico-economice pentru construcția componentelor sistemului de comandă după program și a introducerii datelor în sistem se ajunge la concluzia ca datele să fie codificate. Codificarea datelor constă în reprezentarea lor numerică într-un sistem de numerație sau cod adecvat.

Numărul maxim al cifrelor unui număr ce reprezintă valoarea unei cote a pieselor prelucrate pe mașini-unelte este în general cinci, fiind determinat de valoarea maximă a cotei și de precizia ei. Astfel pe mașinile-unelte cu *CN* se realizează următoarele cote maxime cu precizia respectivă: 99,999 mm; 999,99 mm și 9999,9 mm.

În general, orice număr poate fi reprezentat prin seria de puteri sub forma sumei $N_b=\sum_{i=0}^{n-1} a_i b_i$, în care N_b este numărul în sistemul de numerație sau codul b; a_i — valoarea rangului sau ordinului în poziția i; b — baza sistemului de numerație sau codului; i — ponderea rangului sau ordinului, considerată în ordine descrescătoare de la dreapta spre stînga; n — numărul de ranguri sau ordine.

Principalele sisteme de numerație sînt: unitar, zecimal și binar.

Sistemul de numerație unitar ($b=1$). În acest sistem de numerație, orice număr se prezintă printr-o succesiune de unități de un număr de ori egal cu numărul dat, fără a ține seamă de virgulă. Ca urmare cifra 1 este egală cu valoarea incrementului de deplasare. De exemplu $(325)_{10}=(111\ldots1)_1$ de 325 ori cu un pas unitar egal cu o unitate zecimală sau $(3{,}25)_{10}=(11\ldots1)_1$ de 325 ori cu o cuantă de deplasare egală cu 0,01 dintr-o unitate zecimală.

Sistemul de numerație zecimal ($b=10$). În acest sistem de numerație, un număr oarecare se reprezintă astfel: $(31092)_{10}=(3\cdot10^4+1\cdot10^3+0\cdot10^2+9\cdot10^1+2\cdot10^0)_{10}$, adică numărul se formează ca o înșiruire ordonată a valorilor rangurilor zecimale, de la cel superior spre cel inferior.

Scanned with OKEN Scanner

Sistemul de numerație binar ($b=2$). O decizie asupra a două stări, ce se exclud reciproc, se numește binară. Realizarea tehnică a unei decizii binare este foarte simplă. Astfel contactele de relee, contactori, microîntrerupători, sertarele distribuitoare, cuplajele etc. pot avea numai două stări și anume: închis-deschis, cuplat-decuplat, anclanșat-declanșat, sub tensiune sau presiune-scos de sub tensiune sau presiune, acționat-neacționat, în mișcare-în repaus, circulă curent, fluid sau informație-nu circulă curent, fluid sau informație. Fiecărei stări i se atașează o cifră sau caracter binar numit bit. Astfel bitul 1 descrie starea activă, iar bitul 0 starea opusă. Echivalentul binar al oricărui număr zecimal se obține prin împărțirea succesivă a numărului cu doi, reprezentarea binară formîndu-se cu resturile citite de la dreapta la stînga și de jos în sus. De exemplu $(22)_{10}=(1\cdot 2^4+0\cdot 2^3+1\cdot 2^2+1\cdot 2^1+0\cdot 2^0)_2=$ $=(10110)_2$. Sistemul de numerație binar mai este denumit binar pur sau binar natural.

Necesitatea introducerii, prelucrării și transmiterii informațiilor, eficient din punct de vedere tehnico-economic, a condus la apariția a mai multor coduri, derivate din sistemele de numerație și combinarea lor care pot fi clasificate astfel: unitar-zecimal, binar-zecimale, simetrice și asimetrice, operante și neoperante sau de înregistrare și de verificare.

Codul unitar-zecimal (1/10). În acest cod valorile rangurilor zecimale se exprimă în sistemul unitar, iar numărul în sistemul zecimal. De exemplu $(31092)_{10}=[(1+1+1=3)\cdot 10^4+(1=1)10^3+(0=0)\cdot 10^2+(1+1+\ldots+1=9)\cdot$ $\cdot 10^1+(1+1=2)\cdot 10^0]_{1/10}$.

Codurile binar-zecimale. Dacă cifrele unui număr le reprezentăm binar, iar numărul-zecimal, obținem o reprezentare binar-zecimală. În funcție de modul de reprezentare a cifrelor numărului zecimal, codurile binare derivate pot fi: 8421, 2421, Gray, exces 3, 3 din 5.

În tabelul 5.1 se prezintă codurile binar-zecimale, pentru cifrele de la 0 la 9, componente ale oricărui număr zecimal. Din tabel rezultă că în oricare cod binar-zecimal, oricare cifră zecimală 0 ... 9 se exprimă prin 4 biți, numiți tetradă binară, deosebindu-se prin ponderea acestora. Excepție face codul 3 din 5 în care exprimarea se face cu 5 biți.

Codul 8421 numit și BCD este un cod operant, respectînd seria de puteri. Denumirea provine de la ponderea ordinelor binare adică $2^3\ 2^2\ 2^1\ 2^0=8421$. El respectă legea de formare a sistemului binar natural. În acest cod valoarea rangului zecimal se exprimă binar, iar numărul în zecimal. De exemplu $(310{,}92)_{10}=(0011\cdot 10^2+0001\cdot 10^1+0000\cdot 10^0+1001\cdot 10^{-1}+0010\cdot 10^{-2})_{BCD}=$ $=(0011{,}0001{,}0000{,}1001{,}0010)_{BCD}$.

Codul 2421 sau Aiken este un cod operant respectînd seria de puteri. Denumirea provine de la ponderea ordinelor binare, adică $2^1\ 2^2\ 2^1\ 2^0=2421$. El se formează din codul 8421 cu primele și ultimele cinci tetrade binare ale numerelor 0 ... 15, cărora li se atașează cifrele zecimale 0 ... 9. În acest cod orice număr zecimal se formează ca și în codul 8421. Este un cod simetric față de linia de simetrie *LS* dintre cifrele 7 și 8, respectiv 4 și 5. Această caracteristică îi conferă proprietatea de complementaritate a cifrelor 0 ... 4 față de cifra 9. Astfel $2=9-7$ sau $7=9-2$ prin intervertirea biților 0 și 1 față de *LS*. De ex. $0100=\overline{1011}$ ceea ce înseamnă că $4=9-5$.

Scanned with OKEN Scanner

TABELUL 5.1

Numărul zecimal	Codul binar-zecimal													
	8421 BCD	2421 Aiken		Exces 3 Stibitz		Gray normal	Gray modificat		3 din 5
0	0000	0000	0	—		0000	0000	0	11010
1	0001	0001	1	—		0001	0001	1	00111
2	0010	0010	2	—		0011	0011	2	01011
3	0011	0011	3	0011	0	0010	0010	3	10011
4	0100	0100	4	0100	1	0110	0110	4	01101
5	0101	—		0101	2	0111	—		10101
6	0110	—		0110	3	0101	—		11001
7	0111	L S		0111	4	0100	—		11100
8	1000	—		1000	5	1100	—		01110
9	1001	—		1001	6	1101	—		10110
10	1010	—		1010	7	1111	—		
11	1011	1011	5	1011	8	1110	1110	5	
12	1100	1100	6	1100	9	1010	1010	6	
13	1101	1101	7	—		1011	1011	7	
14	1110	1110	8	—		1001	1001	8	
15	1111	1111	9	—		1000	1000	9	

Codul exces 3 sau Stibitz este un cod operant respectînd seria de puteri. Denumirea provine de la faptul că se formează din codul *BCD* excluzînd primele și ultimele trei tetrade binare ale numerelor 0 ... 15, celor rămase atașîndu-le cifrele zecimale 0 ... 9. În acest cod orice număr se scrie ca în codul *BCD*. Ca și codul *Aiken*, este un cod simetric și complementar de 9.

Codul Gray este un cod inoperant, care nu respectă seria de puteri. Codul *Gray* normal este similar codului *BCD*, iar cel modificat se obține din cel normal, similar codului *Aiken*. În acest cod numerele se scriu ca în codul *BCD*. Codul *Gray* modificat este simetric față de *LS*, similar codului 2421, fiind complementar față de 9 numai prin ordinul 2^3. Astfel 3=9−6 adică 0010=1010.

Codul 3 din 5 este un cod inoperant care nu respectă seria de puteri. Principiul de formare constă în faptul că din cinci ordine binare, pentru oricare cifră 0 ... 9, obligatoriu în trei să existe bitul 1. În acest cod numerele se scriu ca și în codul *BCD*.

Privire comparativă asupra codurilor. În tabelul 5.2 se prezintă calitățile, defectele și utilizarea codurilor.

Pentru un număr cu cinci ranguri zecimale 9999,9 sistemul zecimal necesită $5\times10=50$ caractere și deci de unități de suprafață.

Un număr zecimal N în sistemul binar are $n_b=\log(N+1)/\log 2$ ordine binare. Astfel pentru $N=99999$ rezultă $n_b=17$ ordine binare. Cum un ordin binar necesită două caractere 0 și 1, iar orice element de comutare are minim două stări, numărul total de unități de suprafață este de 17. Ca urmare raportul unităților de suprafață este de 1:3 în favoarea sistemului binar. Avînd în vedere modul de înregistrare, prelucrare și transmiterea informației, în codul *BCD*, pentru același număr N, acesta necesită $4\times5=20$ unități de suprafață. Ca urmare raportul unităților de suprafață este de 1:2,5 în favoarea

Scanned with OKEN Scanner

TABELUL 5.2.

Sistem de numerație sau cod	Nr. caractere minim necesare	Operant sau inoperant	Reprezentarea lui 0 zecimal	Saltul biților	Simetrie și complementaritate	Utilizare
Unitar	1(1)	Op	echivoc cu eroarea	continuu	—	Traductoare și comparatoare incrementale
Zecimal	10(0...9)	Op	idem	—	—	Traductoare și comparatoare numerice absolute
Zecimal-Unitar	1(1)	Op	idem	continuu	—	Traductoare și comparatoare numerice absolute și incremental-relative
Binar-natural	2(0,1)	Op	idem	în mai multe ordine binare	—	Traductoare și comparatoare numerice absolute
BCD	2(0,1)	Op	idem	idem	—	Înregistrare port-program, traductoare și comparatoare numerice absolute
Aiken	2(0,1)	Op	idem	idem	simetric și complementar de 9 în toate ordinele	Conparatoare numerice
Stibitz	2(0,1)	Op	univoc	idem	idem	Idem
Gray	2(0,1)	Inop	echivoc cu eroarea	într-un singur ordin binar	cel modificat simetric și complementar de 9 în ordinul 2^3	Exclusiv traductoare numerice absolute
3 din 5	2(0,1)	Inop	univoc	în mai multe ordine binare	—	Exclusiv înregistrare pe port-program și control

Scanned with OKEN Scanner

codului *BCD* față de sistemul zecimal. Datorită faptului că acesta necesită port-programe de lățimi mici, comparativ cu sistemul binar natural, exclusiv codul *BCD* este utilizat pentru înregistrarea port-programelor.

Codurile inoperante *Gray* necesită convertoare de cod într-un cod operant.

Codul 3 din 5 este un cod de control vizual, permițînd detectarea unei singure erori datorită cărui fapt se utilizează ca cod de înregistrare a port-programului.

Coduri standard de programare. În scopul standardizării port-programelor au fost elaborate codurile *EIA* și *ISO*, care au fost standardizate și în R.S.R. prin STAS 9210-73.

Ambele coduri au la bază codul *BCD*, completat cu patru ordine suplimentare, astfel că oricare informație este reprezentată prin opt biți. Deosebirile principale dintre cele două coduri sînt prezentate în tabelul 5.3.

TABELUL 5.3

Cod	Paritate	Cifre zecimale	Cifra zero zecimală	Adresc
EIA	impară pe bitul (canalul) 5	pe canalele 1...4	univocă pe canalul 6	litere mici pe canalele 5 și 6
ISO	pară pe bitul (canalul) 8	pe canalele 1...6	univocă pe canalele 5 și 6	litere mari și mici pe canalele 5, 6 și 7

5.3.8. Componentele de introducere a datelor

Din paragrafele precedente s-a constatat că informațiile se introduc în *SCP* pe două căi și anume: cele de referință *r* pe calea directă prin *PP*, iar cele curente *e* pe calea inversă prin *TR*.

Componentele de introducere a datelor, fac parte din perifericele *ECN* și servesc la introducerea informației de referință *r* în *SCP*.

Datele inițiale *i* pot fi introduse în *SCP* în două moduri: manual și automat prin port-program sau calculator de proces.

Introducerea manuală a datelor. Dintre informațiile de lucru numai informațiile de comutație și corecțiile de scule se introduc manual. Introducerea manuală a datelor se face prin intermediul *DIMP* — figura 5.27. Dispozitivele de introducere manuală a informațiilor au o largă utilizare în construcția *SCS*, dar și în construcția *SCN*. Ca *DIMP* se utilizează: panourile cu fișe, panouri cu butoni sau comutatori bipoziționali, tamburi și plăci port bile sau came de impuls, comutatoare multipoziționale rotative, comutatoare decadice, blocuri de taste etc.

Schema bloc de principiu a *DIPM* este prezentată în figura 5.30 în care *a* reprezintă circuitele secvențelor; *K* — numărul de secvențe (faze) selectate; *i* — intrările externe; *n* — numărul parametrilor programați; *e* — ieșirile, legate la *EE*, iar *m* — numărul de execuții. Comutatorul multipozițional are rolul de selector de circuite, de secvențe. *DIMP* constituie și memorii externe în *SCP*.

Scanned with OKEN Scanner

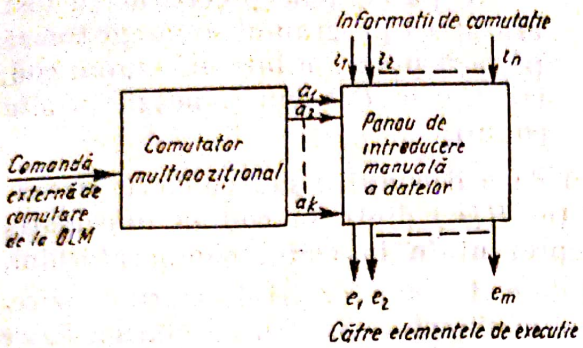


Fig. 5.30

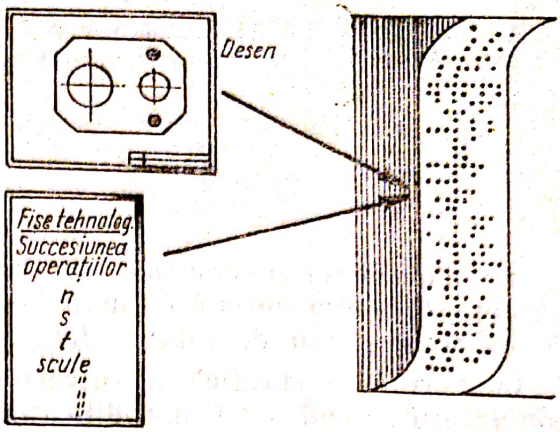
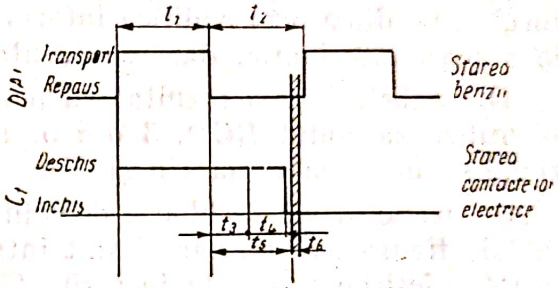


Fig. 5.31

Introducerea automată a datelor. Dintre informațiile de lucru, toate informațiile de deplasare și o parte dintre cele de comutație se introduc automat prin port-program.

Port-programul sau programul-mașină este purtătorul informațiilor de lucru (fig. 5.31), înregistrat sub forma unei sinteze codificată. El este elaborat în etapa prelucrării externe a datelor. În *CN* a mașinilor-unelte, ca port-programe se utilizează benzile perforate și cele magnetice, primele avînd o utilizare frecventă. În scopul realizării interschimbabilității benzii și a cititorilor de bandă la mașini fabricate de diferite firme, benzile perforate sînt standardizate în STAS 9210-73.



t_1 timpul de transport al benzii cu un pas
t_2 timpul de repaus al benzii
t_3 timpul de întîrziere mecanică pentru acționarea contactelor electrice ale palpatoarelor
t_4 timpul de formare a contactului mecanic
t_5 timpul de întîrziere pentru citirea benzii
t_6 timpul în care se produce citirea benzii

Fig. 5.32

Introducerea automată a datelor prin port-program se face cu ajutorul *DIAP* (fig. 5.27) care este un motor electromecanic pas cu pas, avînd rolul de antrenare a benzii.

Spre deosebire de introducerea manuală, introducerea automată necesită un cititor al port-programului.

Cititorii de port-programe de tip bandă perforată pot fi electromecanici și fotoelectrici. Indiferent de construcția lui, cititorul are opt intrări și opt ieșiri. Intrările sînt reprezentate de contactele electromecanice sau fotoelectrice, iar pe ieșiri se culeg semnalele ce se trimit spre decodificator.

Diagrama care descrie modul de funcționare a *DIAP* și a *Ct* electromecanic este prezentată în figura 5.32. Condiția siguranței citirii benzii fără eroare se exprimă prin relațiile $t_5 > t_3 + t_4$ și $t_5 + t_6 < t_2$. Datorită faptului că $t_3 = 0$, iar t_4, t_5 și t_6 sînt cu mult mai mici, cititorii fotoelectrici au cea mai largă utilizare.

Scanned with OKEN Scanner

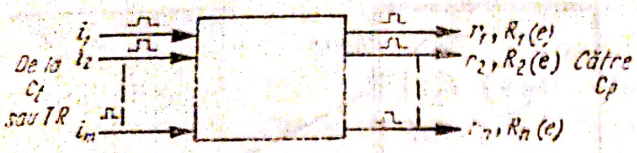


Fig. 5.33

5.3.9. Decodificatori și convertori

În paragrafele precedente a fost arătat că programul se înregistrează pe port-program într-un anumit cod, iar *Cp* și *TR* funcționează în alte coduri.

Decodificatorul și *convertorul* au rolul de a decodifica sau converti (transforma) informația inițială *i* sau de reacție *R(e)* dintr-un cod în informația de referință *r* sau de reacție *R(e)* reprezentate în codul comparatorului.

Convertorii se clasifică în convertori de cod și convertori de mărimi fizice. Convertorii de cod pot fi decodificatori și codificatori, iar cei de mărimi fizice pot fi numeric-analogici și analog-numerici.

Decodificatori și codificatori. Decodificatorul decodifică informația inițială, înregistrată pe port-program în informația de referință *r* a comparatorului. Codificatorul codifică informația de reacție *R(e)* primită de la *TR* în aceeași informație, dar reprezentată în codul comparatorului.

Din tabelul 5.2 a rezultat că pentru înregistrarea programului pe bandă se utilizează codul *BCD*, 3 din 5, *EIA* și *ISO*, toate celelalte coduri utilizîndu-se în construcția *Cp* și *TR*.

Ca urmare schema bloc a decodificatorului și codificatorului este prezentată în figura 5.33 în care *i* sînt intrările, legate la ieșirile *Ct* sau *TR*, iar *r* și *R(e)* ieșirile legate la intrările *Cp*. Informațiile aplicate pe *i* sînt reprezentate într-un cod, iar cele culese de pe *r* și *R(e)* sînt reprezentate în alt cod. În tabelul 5.4 se prezintă intrările și ieșirile decodificatorilor și codificatorilor pentru diferite coduri.

TABELUL 5.4

Ieșiri / Intrări	Decodificator	Codificatori			
	zecimal	BCD	Aiken	Stibitz	zecimal
BCD	$m=4$; $2^3...2^0$ $n=10$; 0...9	—	—	—	—
3 din 5	$m=5$; $2^4...2^0$ $n=10$; 0...9	—	—	—	—
EIA, ISO	$m=8$; $2^7...2^0$ $n=128$; 0...127	—	—	—	—
Gray	—	$m=4$; $2^3...2^0$ $n=4$; $2^3...2^0$	$m=4$; $2^3...2^0$ $n=4$; $2^1,2^2,2^0$	$m=4$; $2^3...2^0$ $n=4$; $2^3...2^0$	$m=4$ $n=10$
BCD	—	—	$m=4$ $n=1$	$m=4$ $n=1$	$m=4$ $n=10$

Convertorii de mărimi fizice. Convertorii se utilizează în sistemele de comandă numeric-analogice. Convertorii de mărimi fizice transformă o mărime fizică aplicată pe intrare într-o altă mărime fizică rezultată la ieșire sau în aceeași mărime fizică dar cu alți parametri (amplitudine, frecvență, fază). În funcție de scopul lor convertorii pot fi *N/A* sau *A/N* (fig. 5.29). Frecvent

Scanned with OKEN Scanner

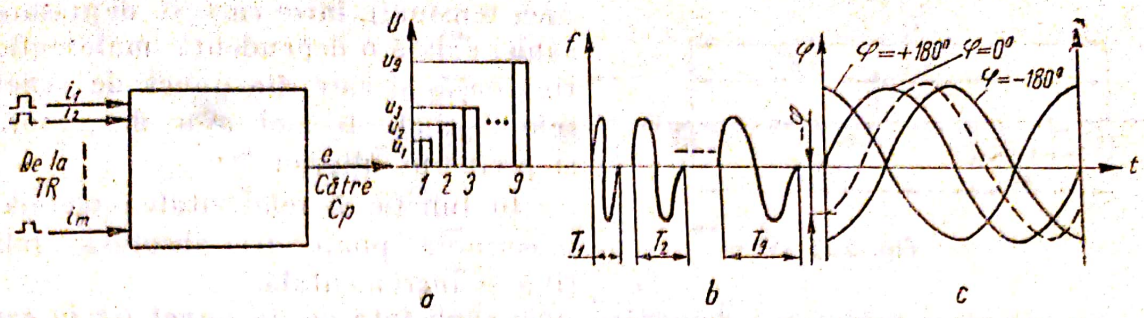


Fig. 5.34

se utilizează C_vN/A. În figura 5.34 se prezintă schema bloc a acestui tip de convertor; schema convertorului A/N este similară, deosebindu-se prin inversarea intrărilor cu ieşirile. De obicei convertorul are cîte o ieşire pentru fiecare ordin sau rang. În funcţie de parametrul mărimii de ieşire, convertorii pot fi cu modulaţie în amplitudine (fig. 5.34, *a*), cu modulaţie în frecvenţă (fig. 5.34, *b*) şi cu modulaţie în fază (fig. 5.34, *c*).

5.3.10. Traductoare de reacţie

Traductorul de reacţie, ca noţiune generică, transformă mărimea de ieşire *e*, care este un parametru cinematic al mişcării saniei (deplasare liniară sau unghiulară) în mărimea de reacţie $R(e)$, care este un semnal de natură electrică şi formă acceptată de comparator. Ca component al buclei de reacţie, traductorul este elementul de introducere a informaţiei curente de deplasare pe calea inversă. Precizia de lucru a traductorului influenţează, în mod hotărîtor, precizia de lucru a *SCP*.

5.3.10.1. **Principiile măsurării deplasării.** În funcţie de modul de variaţie a mărimii de reacţie $R(e)$ metodele de măsurare a deplasării pot fi: numerică şi analogică.

Măsurarea numerică. Împărţirea intervalului de variaţie a deplasării, variabilă continuu, într-un număr finit de deplasări finite se numeşte cuantificare. Reprezentarea deplasării cuantificată printr-un număr format din cifre, scrise într-o ordonare dată se numeşte *reprezentarea numerică sau digitală*. Reprezentarea numerică într-un sistem de numeraţie sau cod se numeşte *codificare*. Măsurarea unei deplasări cuantificată este denumită *măsurare numerică* sau *digitală*. Dacă deplasarea este codificată, măsurarea numerică este codificată în sistemul de numeraţie sau codul dat. Creşterea finită ΔS, $\Delta\varphi$ în care este cuantificată deplasarea liniară S sau unghiulară φ a saniei, reprezentînd deplasarea minimă a saniei care poate fi măsurată de TR şi care defineşte precizia de lucru a *SCP*, este numită *deplasare elementară, pas unitar, cuantă* sau *increment de deplasare*. În construcţia *SCP*, ΔS se alege de obicei egal cu 0,010 mm sau 0,001 mm.

Măsurarea analogică. Spre deosebire de măsurarea numerică, la măsurarea analogică, deplasarea nu se mai cuantifică. Măsurarea analogică constă în măsurarea continuă a deplasării saniei prin intermediul unei mărimi fizice analoage, de obicei de natură electrică (amplitudinea, frecvenţa sau faza

Scanned with OKEN Scanner

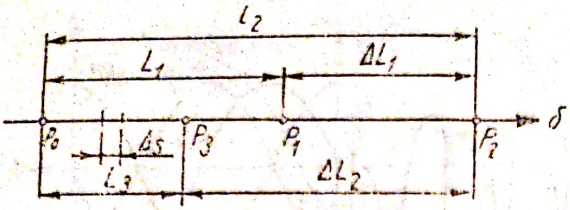


Fig. 5.35

unei tensiuni), între care și deplasarea saniei există o dependență matematică riguroasă, și care din punct de vedere tehnic poate fi mai ușor de măsurat și prelucrat ulterior.

În funcție de relativitatea metodei, măsurarea poate fi: absolută, relativă și incrementală.

Se consideră măsurarea deplasării unei sănii față de un punct fix în care coincide nulul mașinii cu cel al piesei, fără a considera corecțiile de scule și afișarea cotei. În acest caz măsurarea absolută, relativă și incrementală sînt prezentate principial în figura 5.35.

Metoda de măsurare absolută constă în faptul că la parcurgerea fiecărei deplasări a saniei pornește totdeauna din punctul P_0, fix în spațiul mașinii. După realizarea fiecărei deplasări, sania revine în poziția inițială P_0. Pentru atingerea poziției P_1, sania se deplasează cu L_1 pe distanța $\overline{P_0P_1}$, după care revine în P_0. Atingerea poziției P_i se realizează prin deplasarea saniei cu L_i pe distanța $\overline{P_0P_i}$. Ca urmare TR și C_p vor trebui construite astfel ca să poată măsura și compara mărimi absolute ale deplasărilor L_i.

Măsurarea relativă sau *cu zero flotant* (deplasabil) constă în parcurgerea succesivă a cotelor nu cu revenire în poziția inițială, ci din poziția anterior realizată. Pentru atingerea poziției P_2 sania se va deplasa cu distanța ΔL_1, care se adună la distanța L_1, realizată în prealabil, deci se deplasează pe distanța $\overline{P_1P_2}$. Pentru atingerea poziției P_3 sania se va deplasa cu distanța ΔL_2 care se scade din suma $L_1+\Delta L_1$, realizată anterior, deci se deplasează pe distanța $\overline{P_2P_3}$. Ca urmare TR și C_p trebuie construite astfel ca să poată măsura, calcula și compara mărimi relative ale deplasărilor de forma $L_i=L_1+\Sigma\Delta L_j-\Sigma\Delta L_k$. În acest caz C_p trebuie să includă un bloc de calcul care să efectueze însumările algebrice $\pm\Sigma\Delta L_k$. În acest caz fiecare deplasare ΔL devine o deplasare absolută, măsurată față de poziția anterior atinsă, în care se consideră deplasat punctul de zero al mașinii, de unde denumirea *„cu zero flotant sau deplasabil"*.

Metoda incrementală. Dacă n este numărul cuantelor de deplasare ΔS necesare deplasării saniei dintr-un punct în altul, poziția oricărui punct P_i se stabilește prin creșterea deplasării L_{i-1} cu $\Delta L_{i-1}=n_i\Delta S$ față de poziția precedentă P_{i-1}. Astfel: poziția punctului P_1 se obține prin deplasarea saniei cu $\overline{P_0P_1}=L_1=n_1\Delta S$, $P_2-\overline{P_0P_2}=\overline{P_0P_1}+\overline{P_1P_2}=L_1+\Delta L_1=n_1\Delta S+n_2\Delta S=(n_1+n_2)\Delta S$, $P_3-\overline{P_0P_3}=\overline{P_0P_1}+\overline{P_1P_2}-\overline{P_2P_3}=(n_1+n_2-n_3)\Delta S$, iar $P_i-\overline{P_0P_i}=L_{i-1}\pm\Delta L_{i-1}=(\Sigma n_j-\Sigma n_k)\Delta S$. Ca urmare TR și C_p trebuie astfel construit ca să poată măsura, calcula și compara deplasări relative sau absolute de forma $L_i=(\Sigma n_j-\Sigma n_k)\Delta S$. În acest caz C_p trebuie să includă un bloc de calcul care să efectueze operații algebrice de forma $(\Sigma n_j-\Sigma n_k)\Delta S$. Metoda incrementală poate fi deopotrivă absolută și relativă.

Măsurarea incrementală prezintă următoarele dezavantaje: întreruperea energiei electrice ce alimentează mașina, indiferent de cauza ei, produce pierderea informației din memorie și ca atare necesită reluarea procesului

Scanned with OKEN Scanner

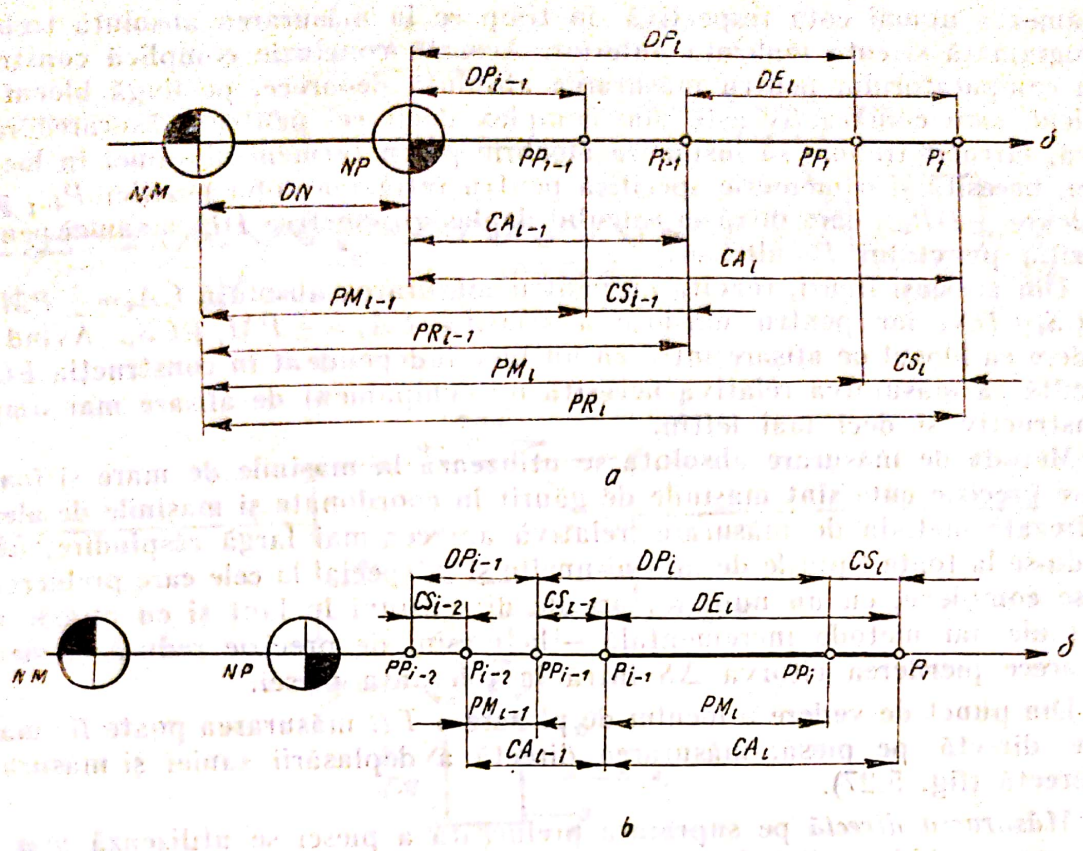


Fig. 5.36

de prelucrare de la început, după restabilirea avariilor, deci nu este reproductibilă; eroarea unei cote este egală cu suma algebrică a erorilor tuturor cotelor realizate anterior. Măsurarea relativă prezintă aceleași inconveniente ca și cea incrementală cu deosebirea că eroarea de măsurare este mult mai mică în acest caz. Măsurarea absolută din acest punct de vedere elimină inconvenientele precedentelor, adică este reproductibilă oricînd, iar eroarea unei cote nu este influențată de erorile cotelor realizate anterior.

Principiul măsurării absolute și relative, considerînd deplasarea nulului mașinii, corecțiile de scule și afișarea cotelor este prezentat în figura 5.36, în care au fost făcute următoarele notații: NM este nulul mașinii, NP — nulul piesei; DN — deplasarea nulului; P_{i-1}, P_i — două puncte consecutive de poziționare a saniei; PP — punct P programat pe port-program; DP — deplasarea programată; DE — deplasarea efectivă, reală a saniei; PM — poziție măsurată; PR — poziție reală; CS — corecție de sculă; CA — cotă afișată.

În scopul simplificării programării și reducerii timpilor auxiliari (curselor în gol) nulul mașinii trebuie să fie deplasabil. Pentru eliminarea erorilor de montaj și reglare a sculelor sînt necesare corecțiile sculelor, iar pentru vizualizarea cotei reale la reglajul mașinii este necesară afișarea cotei.

Din figura 5.36, *a*, rezultă că deplasarea efectivă în cazul măsurării absolute va fi: $DE_i = \pm PR_i \mp PR_{i-1} = \pm DP_i \pm CS_i \mp DP_{i-1} \mp CS_{i-1}$, iar în cazul măsurării relative (fig. 5.36, *b*) $DE_i = \pm DP_i \pm CS_i \mp CS_{i-1}$. De aici rezultă avantajele măsurării relative și anume că pentru realizarea unei cote se pro-

gramează numai cota respectivă, în timp ce la măsurarea absolută trebuie programată și cota realizată anterior. Această concluzie complică construcția comparatorului pentru măsurarea absolută deoarece, pe lîngă blocul de calcul, care constructiv este mai complex decît cel pentru măsurarea relativă, întrucît trebuie să însumeze algebric patru termeni ai sumei în loc de trei, necesită și o memorie specifică pentru reținerea cotei poziției P_{i-1} precedente $\pm DP_{i-1}$ care intră în calculul deplasării efective DE_i a saniei pentru poziția punctului P_i ulterior.

Din aceleași figuri, rezultă că pentru măsurarea absolută $CA_i = \pm PM_i \pm \pm CS_i \pm DN$, iar pentru măsurarea relativă $CA_i = \pm PM_i \pm CS_i$. Avînd în vedere că blocul de afișare intră ca un bloc independent în construcția ECN, rezultă că măsurarea relativă necesită un echipament de afișare mai simplu constructiv și deci mai ieftin.

Metoda de măsurare absolută se utilizează la mașinile de mare și foarte mare precizie cum sînt mașinile de găurit în coordonate și mașinile de alezat și frezat; metoda de măsurare relativă are cea mai largă răspîndire, utilizîndu-se la toate tipurile de mașini-unelte și în special la cele care prelucrează piese complexe, cu un număr mare de dimensiuni în lanț și cu număr mic de scule, iar metoda incrementală — la mașini de precizie redusă și medie, deoarece pierderea cîtorva ΔS intră în toleranța piesei.

Din punct de vedere a locului de plasare a TR măsurarea poate fi: măsurare directă pe piesă, măsurarea directă a deplasării saniei și măsurarea indirectă (fig. 5.27).

Măsurarea directă pe suprafața prelucrată a piesei se utilizează mai rar deoarece așchiile și lichidul de răcire introduc perturbații în TR. Frecvent se utilizează măsurarea directă pe sanie și măsurarea indirectă.

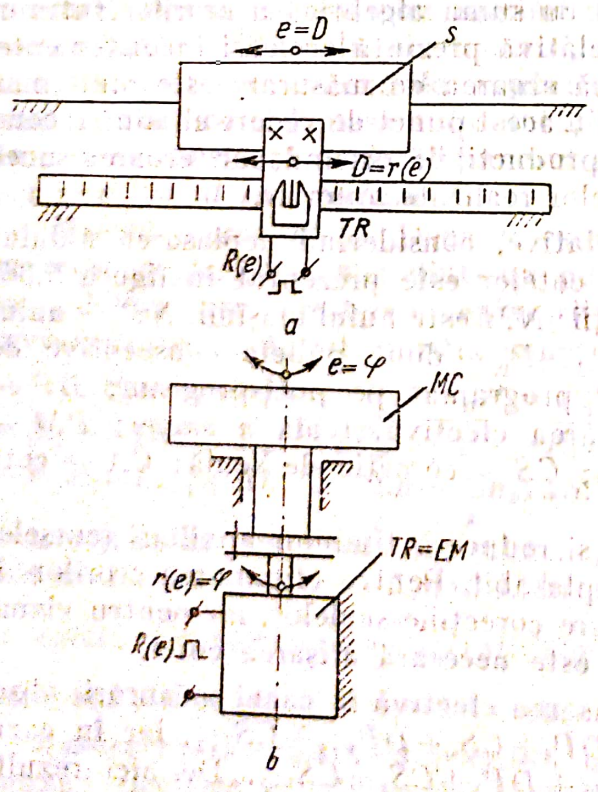


Fig. 5.37

Măsurarea directă a deplasării saniei (fig. 5.37) constă în cuplarea directă a traductorului TR cu OLM — sania S sau masa circulară MC. În acest caz nu există element de adaptare mecanică EAM. Ca urmare mărimile $r(e) = e$. În figura 5.37 se prezintă cele două cazuri întîlnite în construcția SCN și anume: (fig. 5.37,*a*) măsurarea deplasării rectilinii D a saniei S și (fig. 5.37, *b*), măsurarea deplasării unghiulare φ a mesei circulare MC.

Măsurarea indirectă a deplasării saniei (fig. 5.38) constă în cuplarea traductorului TR la OLM — sania S sau masa circulară MC prin intermediul elementului de adaptare mecanică EAM. Ca urmare mărimile $r(e) \neq e$. În figura 5.38 se prezintă cele trei cazuri întîlnite în construcția siste-

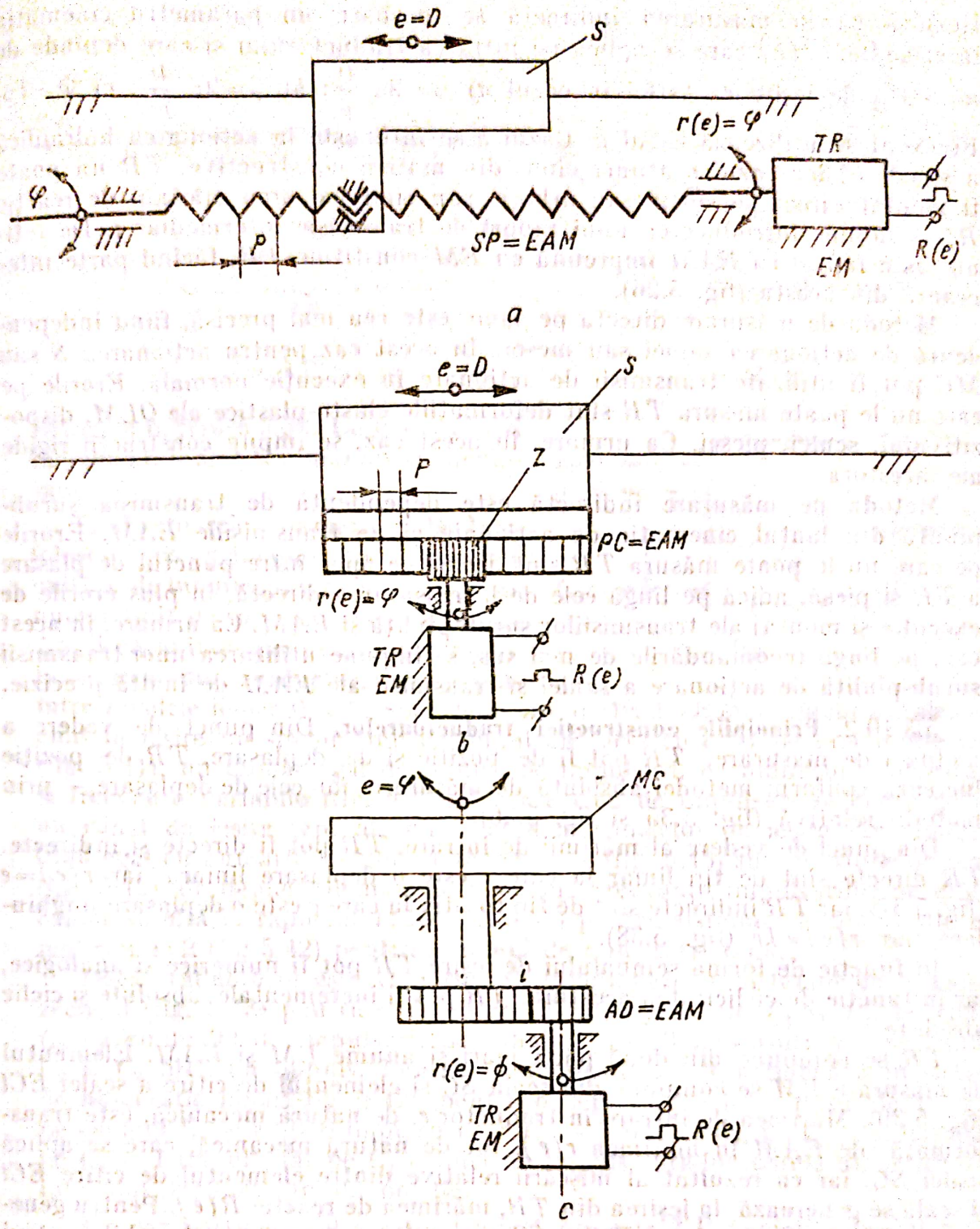


Fig. 5.38

melor de comandă după program și anume (fig. 5.38, *a*): măsurarea translației $D=e$ a saniei S prin intermediul rotației $\varphi=r(e)$ a șurubului de antrenare, transmisia șurub-piuliță — SP constituind elementul EAM; (fig. 5.38, *b*) măsurarea translației $D=e$ a saniei S prin intermediul rotației $\varphi=r(e)$ a pinionului, transmisia cremalieră-pinion PC constituind elementul de adaptare mecanică EAM; (fig. 5.38, *c*) măsurarea rotației $\varphi=e$ a mesei circulare MC prin intermediul rotației $\Phi=r(e)$ a angrenajului dințat AD care constituie EAM.

Scanned with OKEN Scanner

Rezultă că la măsurarea indirectă se măsoară un parametru cinematic intermediar $r(e)$ care se aplică pe intrarea traductorului și care depinde de mărimea de ieșire e. Astfel în cazul *a*) $\varphi = 2\pi \frac{D}{p}$; *b*) $\varphi = 2\pi \frac{D}{pz}$; *c*) $\Phi = i\varphi$. Frecvent se utilizează cazul *a*. Cazul *b* se întîlnește la acționarea hidraulică a saniei *S*, iar cazul *c* atunci cînd, din motive constructive, *TR* nu poate fi montat direct pe șurub sau arbore, sau cînd valoarea mărimii de reacție $R(e)$ impune introducerea unui raport de transmisie intermediar *i*. De reținut este faptul că *EAM* împreună cu *EM* constituie *TR*, făcînd parte integrantă din acesta (fig. 5.26).

Metoda de măsurare directă pe sanie este cea mai precisă, fiind independentă de acționarea saniei sau mesei. În acest caz pentru acționarea *S* sau *MC* pot fi utilizate transmisii de acționare în execuție normală. Erorile pe care nu le poate măsura *TR* sînt deformațiile elasto-plastice ale *OLM*, dispozitivului, sculei, piesei. Ca urmare, în acest caz, se impun construcții rigide ale acestora.

Metoda de măsurare indirectă este dependentă de transmisia șurub-piuliță din lanțul cinematic de acționare și de transmisiile *EAM*. Erorile pe care nu le poate măsura *TR* sînt acelea ce apar între punctul de plasare a *TR* și piesă, adică pe lîngă cele de la măsurarea directă, în plus erorile de execuție și montaj ale transmisiilor șurub-piuliță și *EAM*. Ca urmare, in acest caz, pe lîngă recomandările de mai sus, se impune utilizarea unor transmisii șurub-piuliță de acționare a saniei și transmisii ale *EAM* de înaltă precizie.

5.3.10.2. **Principiile construcției traductoarelor.** Din punct de vedere a metodei de măsurare, *TR* pot fi de poziție și de deplasare. *TR* de poziție lucrează conform metodei absolută de măsurare, iar cele de deplasare — prin metoda relativă (fig. 5.35 și fig. 5.36).

Din punct de vedere al mărimii de intrare, *TR* pot fi directe și indirecte. *TR* directe sînt de tip liniar la care *e* este o deplasare liniară, iar $r(e)=e$ (fig. 5.37), iar *TR* indirecte sînt de tip rotativ la care *e* este o deplasare unghiulară, iar $r(e)=ke$ (fig. 5.38).

În funcție de forma semnalului de ieșire *TR* pot fi numerice și analogice, iar în funcție de ciclicitatea acestuia, *TR* pot fi incrementale, absolute și ciclic absolute.

TR se compune din două părți mari și anume *EM* și *EAM*. Elementul de măsurare *EM* se compune din scala *SC* și elementul de citire a scalei *ECI* (fig. 5.39). Mărimea de intrare în traductor *e*, de natură mecanică, este transformată de *EAM* în mărimea $r(e)$, tot de natură mecanică, care se aplică scalei *SC*, iar ca rezultat al mișcării relative dintre elementul de citire *ECI* și scală se generează, la ieșirea din *TR*, mărimea de reacție $R(e)$. Pentru generarea mișcării relative între *ECI* și *SC* una se fixează pe organul mobil, a cărui mișcare se controlează, iar cealaltă — pe batiul mașinii.

În construcția *SCN* a mașinilor-unelte se utilizează, cu preponderență, traductoare de natură electrică, a căror mărime de ieșire $R(e)$ este o tensiune electrică.

Traductoarele incrementale se contruiesc astfel ca la ieșire să se obțină o $R(e)$ sub forma unei succesiuni de impulsuri, numit „tren" de impulsuri ca în figură 5.40, a căror frecvență și amplitudine sînt constante. La o deplasare $e=\Delta S$, *TR* emite la ieșire o $R(e)$ = un impuls de tensiune, echivalent incrementului de deplasare ΔS, iar cînd $e=S$, $R(e)\rightarrow\Sigma\Delta_i S_i$. *TR* are o singură

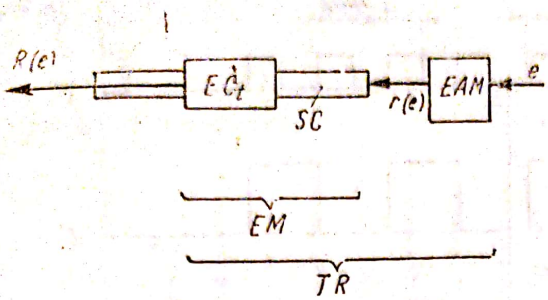


Fig. 5.39

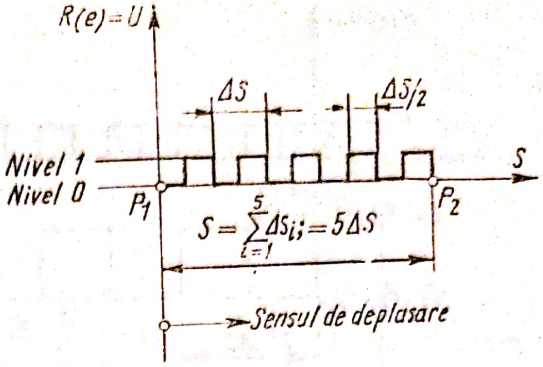


Fig. 5.40

ieșire, ca în figura 5.39. Ca urmare TR incrementale sînt traductoare de deplasare.

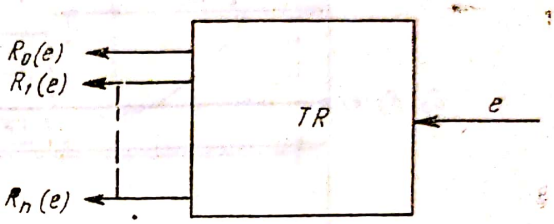


Fig. 5.41

Traductoarele numeric absolute, folosesc ca principiu tot divizarea unității de lungime sau de unghi într-un număr finit de incremenți de deplasare ΔS, fiecărui increment corespunzîndu-i, la ieșirea din traductor, un impuls între nivelele logice 0 și 1. Spre deosebire de traductoarele incrementale, care emit la ieșire un singur tren de impulsuri, acestea emit pe mai multe ieșiri (fig. 5.41), un număr egal de trenuri de impulsuri, de amplitudini constante și frecvențe variabile (fig. 5.42). Fiecare tren de impulsuri se emite pe cîte un canal de ieșire separat, numărul n al canalelor de ieșire din traductor fiind egal cu numărul rangurilor zecimale — (fig. 5.43) sau al ordinelor binare (fig. 5.42) ale deplasării maxime a saniei. Frecvența impulsurilor pe diferite canale se află în raportul 1 : 10 (fig. 5.43) pentru sistemul de numerație zecimal sau 1 : 2 (fig 5.42) pentru sistemul de numerație binar.

Dacă traductorul este construit să funcționeze în sistemul de numerație zecimal (fig. 5.43) pentru o deplasare S între punctele P_1 și P_2, pe canalul C_0 va emite 99 de impulsuri, pe canalul C_1 — 9 impulsuri, iar pe canalele C_2 și C_3 nici un impuls. Pentru traductorul care funcționează în sistemul de numerație binar (fig. 5.42), pentru o deplasare S între punctele P_1 și P_2, pe canalul C_0 se emit 6 impulsuri, pe C_1 — 3 impulsuri, pe C_2 — 2 impulsuri, pe C_3 — 1 impuls, iar pe C_4 — nici un impuls. Traductoarele numerice absolute sînt traductoare de poziție.

Un caz particular al acestor traductoare este TR numeric absolut rotativ care trebuie să măsoare o deplasare unghiulară mai mare de 360°. Mărimea de reacție $R(e)$ a lui este univocă, în sistem absolut, numai pentru o rotație completă. În acest caz, măsurarea capătă un caracter ciclic absolut, TR măsurînd absolut deplasarea în cadrul unui ciclu de 360°. Pentru deplasări mai mari este necesar un element de calcul suplimentar (contor) în construcția comparatorului, care să însumeze și să memoreze numărul de rotații complete care au fost realizate.

TR numerice și incrementale măsoară discret, precizia de lucru a lor fiind egală cu ΔS.

Scanned with OKEN Scanner

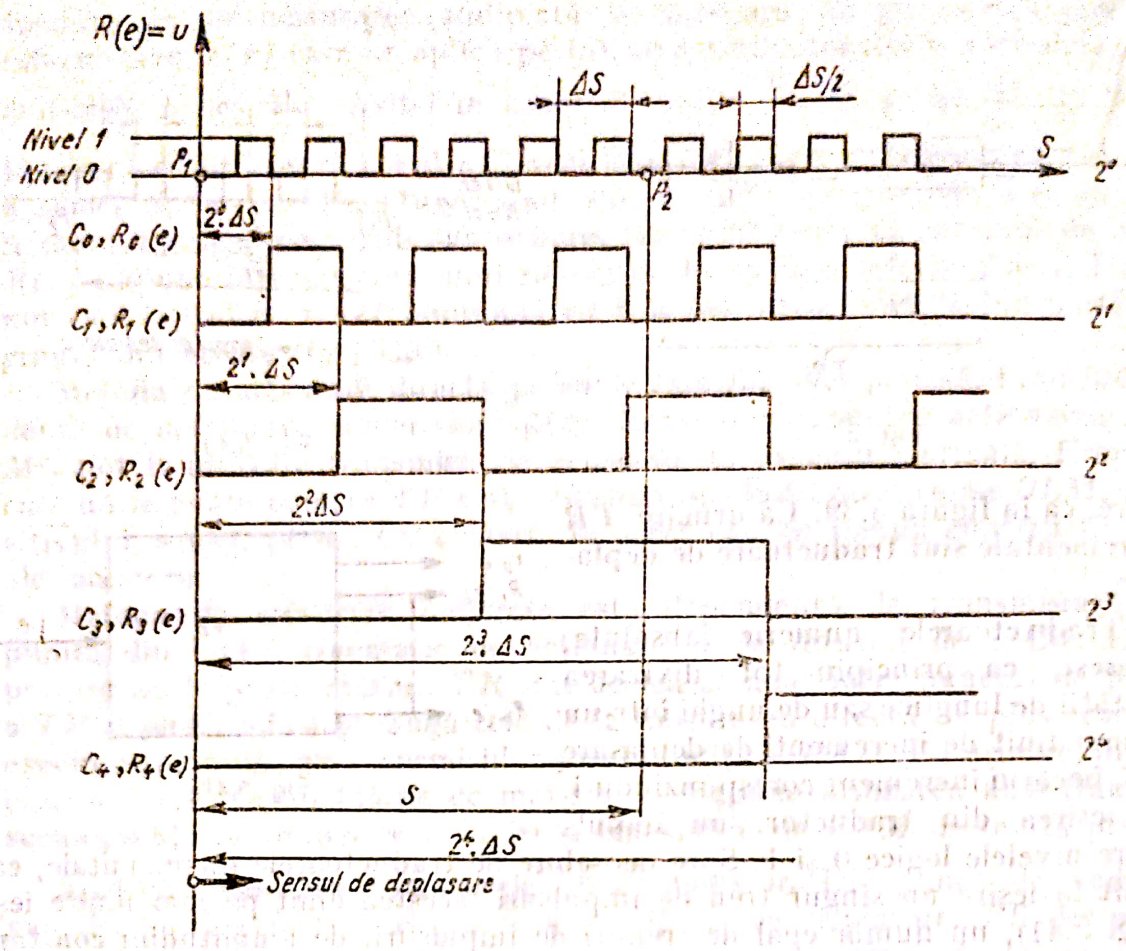


Fig. 5.42

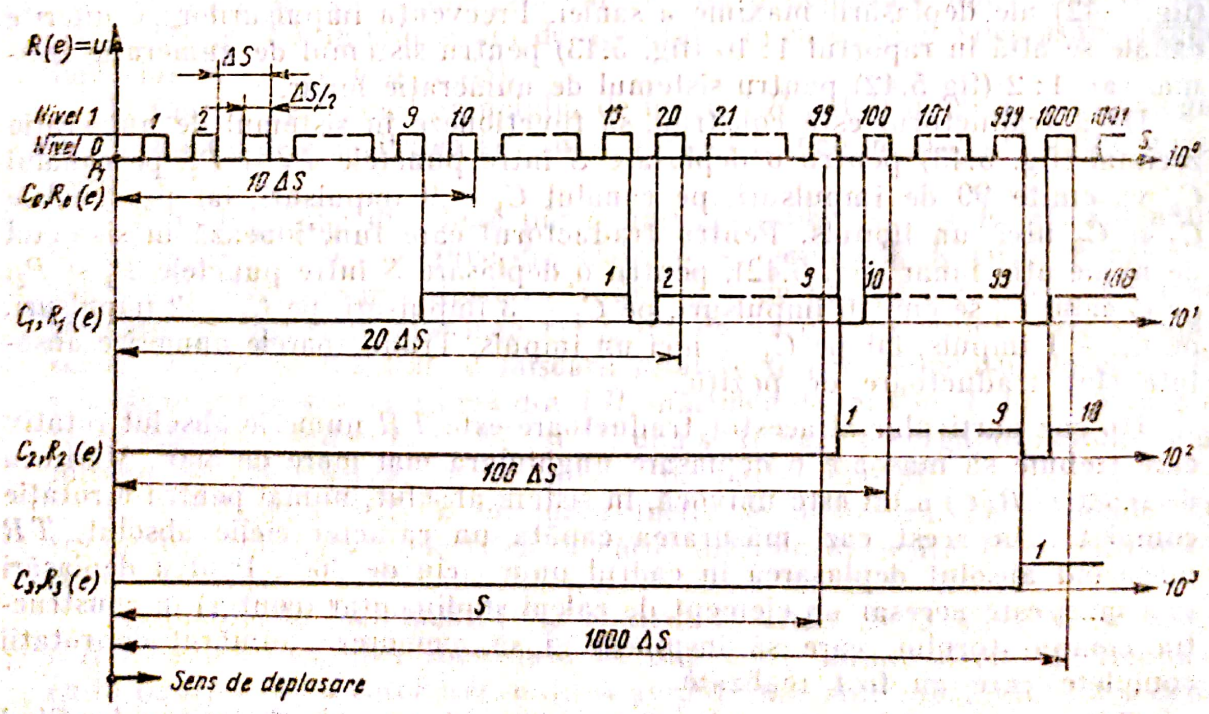


Fig. 5.43

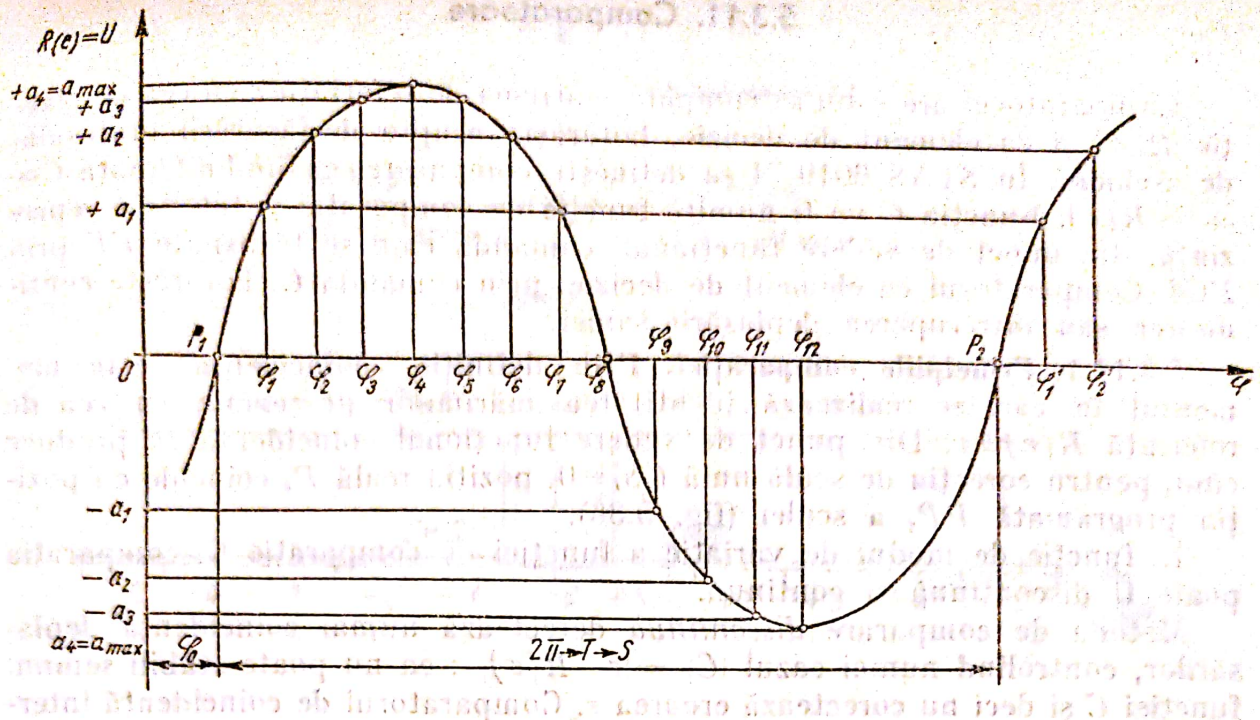


Fig. 5.44

Traductoarele analogice se caracterizează prin faptul că mărimea de ieșire din traductor $R(e)$, de obicei o tensiune electrică, are o amplitudine sau fază variabilă continuu funcție de deplasare, între amplitudine sau fază și deplasare existînd o dependență riguros determinată. Această dependență este, de regulă, o funcție trigonometrică sinusoidală sau cosinusoidală. Deci, semnalul de ieșire $R(e)$ va fi reprezentat de o funcție periodică, de perioadă determinată, care va constitui o caracteristică constructivă a traductorului (fig. 5.44).

Se consideră un traductor analogic rotativ care măsoară deplasarea S a saniei între punctele P_1 și P_2 în perioadă T. Pentru o rotație a TR de unghi $\varphi \leqslant \varphi_4 = 90°$ care corespunde unui interval de timp $T/4$, există o corespondență univocă între deplasarea φ și mărimea semnalului electric U la ieșire; de asemenea corespondența este univocă și pentru rotația $\varphi_8 = 180° \leqslant \varphi \leqslant \varphi_{12} = 270°$, dar cu semn schimbat. Pentru $\varphi_4 < \varphi < \varphi_8$, semnalul de ieșire U este echivoc, cu caracter ambiguu, intervalului $\varphi \leqslant \varphi_4$. Astfel de traductoare sînt utilizate ca TR de poziție, deoarece emite la ieșire un semnal $R(e)$ absolut univoc în intervalele $\varphi \leqslant 90°$ și $\varphi = 180 \ldots 270°$.

În cazul în care deplasarea S care trebuie măsurată depășește pe cea corespunzătoare perioadei T, traductorul va emite ca semnal de ieșire $R(e)$ un număr întreg sau fracționar de sinusoide, similare precedentei, pînă va acoperi distanța de măsurat. Dar în acest caz semnalul de ieșire devine echivoc intervalelor $\varphi \leqslant 90°$ și $\varphi = 180° \ldots 270°$. Se constată că măsurarea are un caracter ciclic, de perioadă T, în interiorul perioadei păstrîndu-se caracterul de măsurare absolută a deplasării. Deci traductorul este de tip ciclic absolut și se utilizează ca traductor de deplasare. Cînd TR măsoară în cadrul unei perioade T, el poate fi utilizat ca traductor de poziție.

Scanned with OKEN Scanner

5.3.11. Comparatoare

Comparatorul are rolul să compare mărimea de referință r cu cea de reacție $R(e)$ și ca element de decizie, hotărăște asupra desfășurării procesului de așchiere. În STAS 6019-74 se definește compararea ca fiind diferența $C=r-R(e)$. Funcția C va fi numită funcție de comparație și totodată reprezintă, din punct de vedere funcțional, comanda care se transmite EE prin ECd. Comparatorul ca element de decizie, prin comanda C, hotărăște continuarea sau întreruperea deplasării saniei.

5.3.11.1. **Principiile comparației.** Prin definiție „coincidența" este momentul în care se realizează identitatea mărimilor de reacție cu cea de referință $R(e)\equiv r$. Din punct de vedere funcțional coincidența se produce cînd, pentru corecția de sculă nulă $CS_t=0$, poziția reală P_t coincide cu poziția programată PP_t a sculei (fig. 5.36).

În funcție de modul de variație a funcției de comparație C, comparația poate fi discontinuă și continuă.

Metoda de comparare *discontinuă* detectează numai coincidența deplasărilor, controlînd numai cazul $|C| = |r-R(e)|$; ea nu poate stabili semnul funcției C și deci nu corectează eroarea ε. Comparatorul de coincidență intervine asupra mișcării saniei numai în momentul coincidenței, semnalul de coincidență C fiind utilizat ca semnal de comandă pentru întreruperea mișcării saniei.

Variația funcției de comparație la metoda cu coincidență este prezentată în figura 5.45. Rezultă că din punct de vedere logic, $C=1$ la coincidență cînd $R(r)\equiv r$, iar $C=0$ în afară coincidenței cînd $R(e)\neq e$. Această metodă de comparare duce la construcția comparatorului de coincidență sau de tip D (fig. 5.46), care are două intrări și o ieșire.

Prin metoda de comparare *continuă* se iau trei decizii, în funcție de semnul funcției de comparație: $R(e)<r$, $R(e)>r$ și $R(e)\equiv r$, decizii care permit corectarea erorilor $\pm\varepsilon$. Ca urmare comparatorul, de tip cu discriminarea sensului, pe lîngă coincidență, detectează și sensul deplasării saniei, semnalele de coincidență C fiind utilizate ca semnale de comandă pentru întreruperea mișcării, deplasare într-un sens sau în sens contrar a saniei.

Variația funcției de comparație la metoda cu discriminarea sensului este prezentată în figura 5.47. Din punct de vedere logic, rezultă că $C=1$ la coincidență cînd $R(e)\equiv r$, $+C=1$ cînd $R(e)<r$ și deci se corectează o eroare

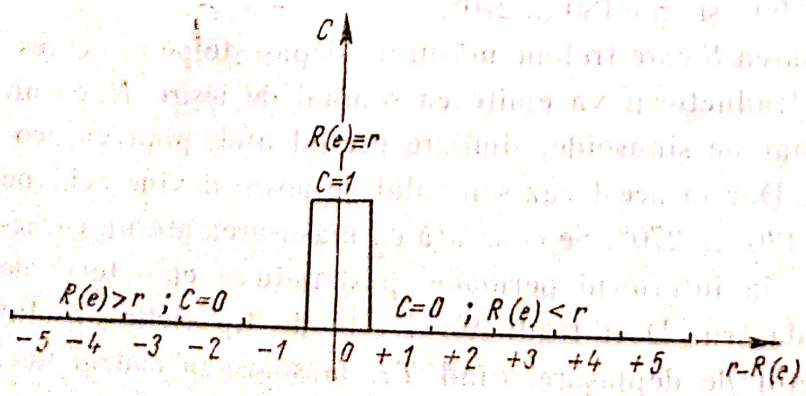


Fig. 5.45

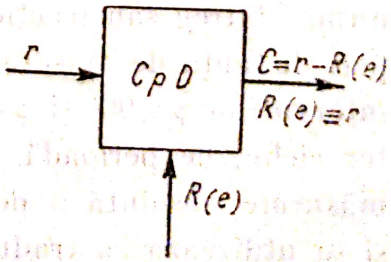


Fig. 5.46

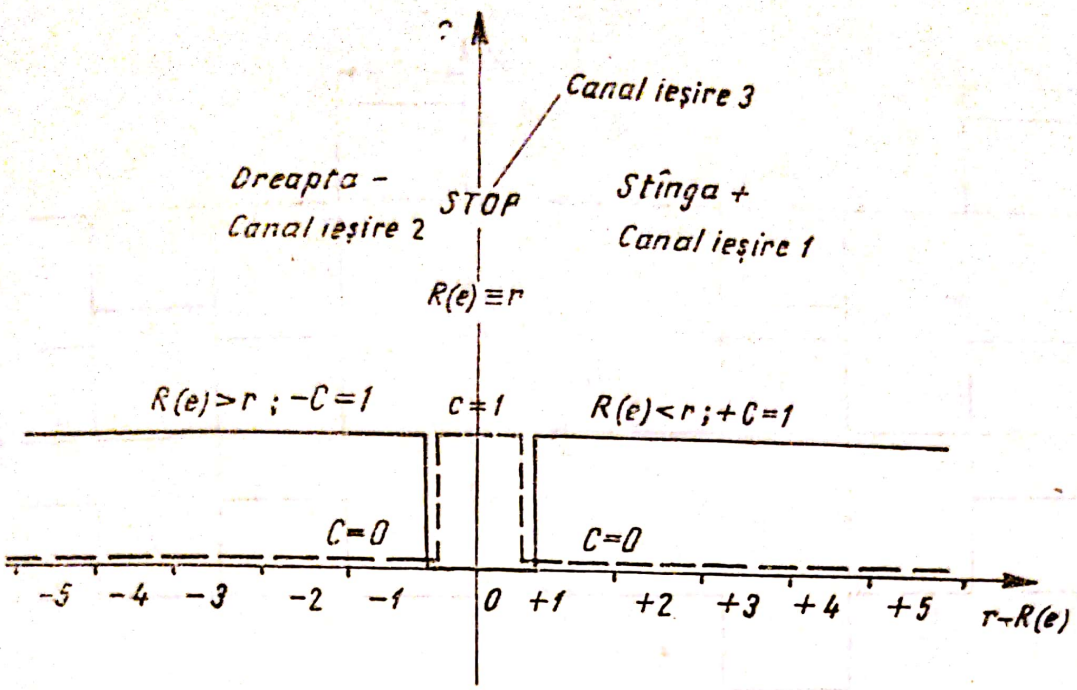


Fig. 5.47

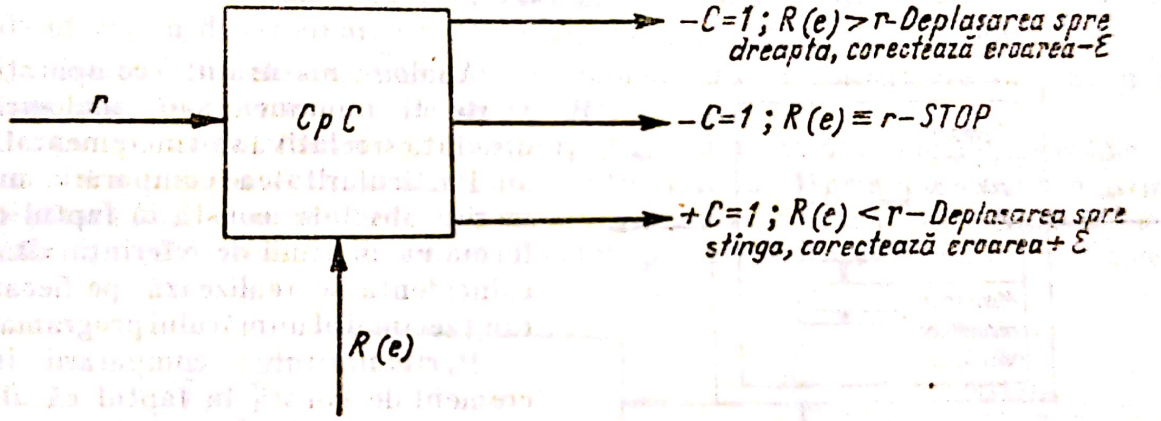


Fig. 5.48

$+\varepsilon$ și $-C=1$, cînd $R(e)>r$, se corectează o eroare $-\varepsilon$. Această metodă de comparare duce la construcția comparatorului cu discriminarea sensului sau de tip C (fig. 5.48) care are două intrări și trei ieșiri, pe fiecare canal de ieșire emițîndu-se, succesiv, comenzi de selectare a sensului de mișcare.

Comparatorul de coincidență se utilizează în structura *ECN* de prelucrare liniară și de conturare, iar comparatorul cu discriminarea sensului — în *ECN* de poziționare.

În funcție de modul de variație a semnalului de comparație la coincidență, comparatoarele pot fi: cu semnal de ieșire în afara coincidenței și cu semnal la coincidență.

În figura 5.49 se prezintă cele două cazuri, în care cazul *a* este specific acționării, iar cazul *b* — frînării mișcării saniei care se deplasează cu viteza W pe distanța S.

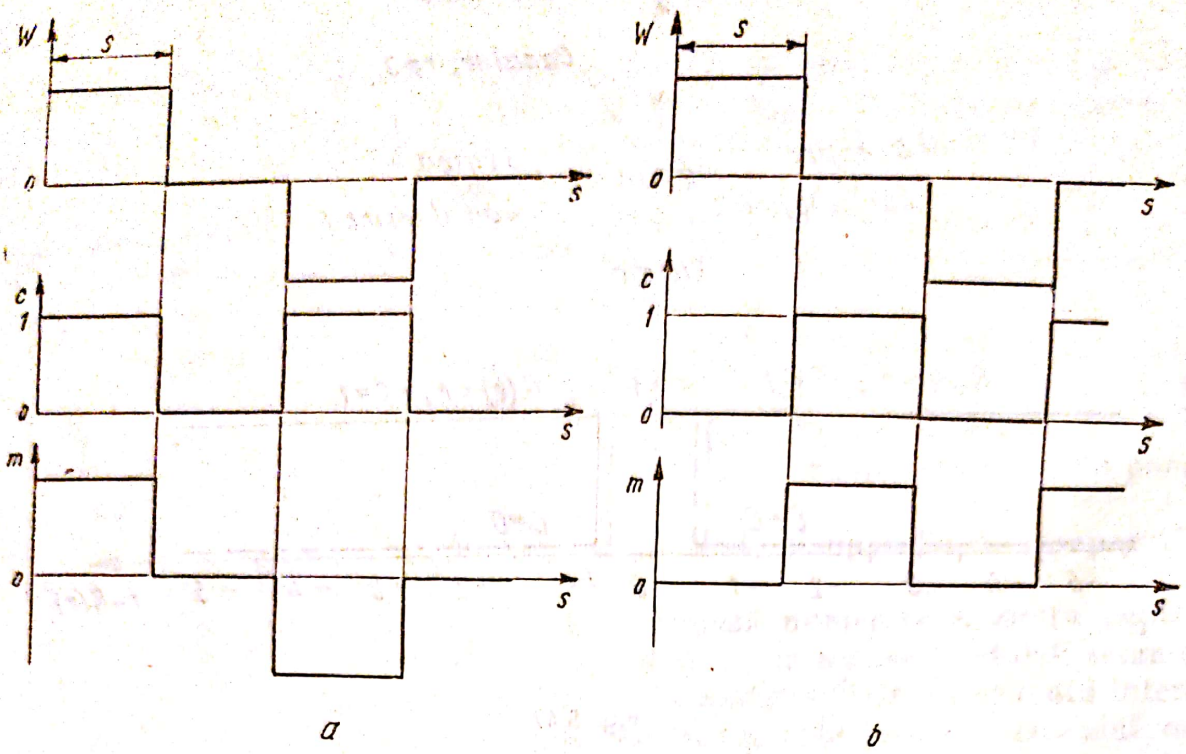


Fig. 5.49

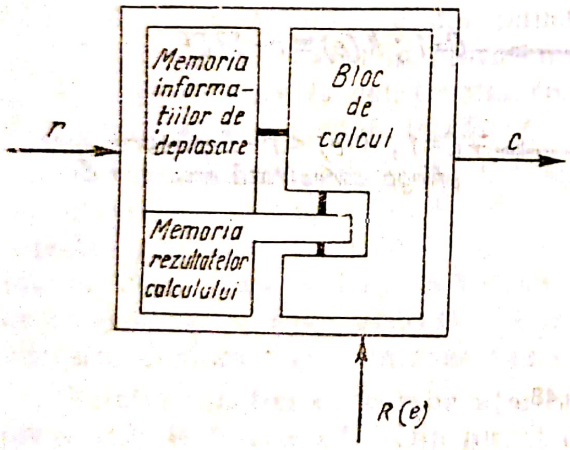


Fig. 5.50

Analog măsurării, comparația poate fi numerică sau analogică, absolută și relativă sau incrementală.

Particularitatea comparării numerice absolute constă în faptul că formarea mărimii de referință cît și coincidența se realizează pe fiecare rang zecimal al numărului programat.

Particularitatea comparării incrementale constă în faptul că atît formarea mărimii de referință cît și comparația se realizează prin însumarea incrementilor de deplasare, la valoarea numărului programat.

5.3.11.2. **Principiile construcției comparatoarelor.** În funcție de metodele de comparare, comparatoarele pot fi: de coincidență și cu discriminarea sensului; incrementale, numerice și analogice; absolute și relative.

În cazul general un comparator se compune din compartimentul operativ reprezentat de blocul de calcul, destinat efectuării comparației $r - R(e)$ prin operații aritmetice simple de adunare și scădere și din compartimentul dedepozitare, stocare a informațiilor de deplasare și a rezultatelor calculelor reprezentat de memoria internă a informațiilor de deplasare (fig. 5.50). Procesul comparării se realizează în trei etape și anume: introducerea mărimii de referință r, compararea și anularea sau ștergerea memoriei.

Scanned with OKEN Scanner

Introducerea mărimii de referință este echivalentă cu transferul mărimii r din memoria internă în blocul de calcul, sub formă incrementală, numerică sau analogică.

Compararea constă în calculul funcției $C=r-R(e)$ și realizarea coincidenței. Coincidența poate fi realizată prin trei metode: *a*) prin scădere; *b*) prin adunarea la complementul de 9 sau 10 și *c*) la numărul programat.

Coincidența *prin scădere* constă în extragerea din blocul de calcul al valorii r, ceea ce se realizează prin introducerea în comparator a mărimii $R(e)\equiv r$. În acest caz coincidența se produce la valoarea zero, ca origine de calcul.

Coincidența *prin adunare* constă în adăugarea la mărimea r=complementul de 9 sau 10 al numărului programat, a mărimii de reacție $R(e)$= =valoarea numărului programat. În acest caz coincidența se produce la 999 ... sau 1000 ..., valori considerate ca origine de calcul.

Coincidența *la numărul programat* constă în introducerea mărimii r urmată de introducerea mărimii $R(e)$ pînă cînd $R(e)=r$.

Ștergerea memoriei constă în anularea conținutului acesteia după realizarea fiecărei coincidențe în scopul pregătirii comparatorului pentru calculele următoare. În acest scop comparatorul trebuie prevăzut cu un canal pentru anulare.

Metoda de comparare incrementală conduce la construcția de comparatoare incrementale de coincidență relative, iar metoda de comparare numerică absolută conduce la construcția de comparatoare numerice absolute, de obicei cu discriminarea sensului mișcării, mai rar de coincidență.

Comparatoarele incrementale de coincidență se construiesc în lanț și în inel avînd o singură intrare de tip $R(e)$.

Comparatorul incremental *în lanț* (fig. 5.51) se compune din n celule de memorare, dispuse de obicei liniar, între ultima și prima celulă neexistînd legătură logică, iar n=lungimea maximă a deplasării saniei $/\Delta S$, fiind de ordinul 10^5 ... 10^6. Oricare dintre cele n celule poate fi selectată prin canalul cores-

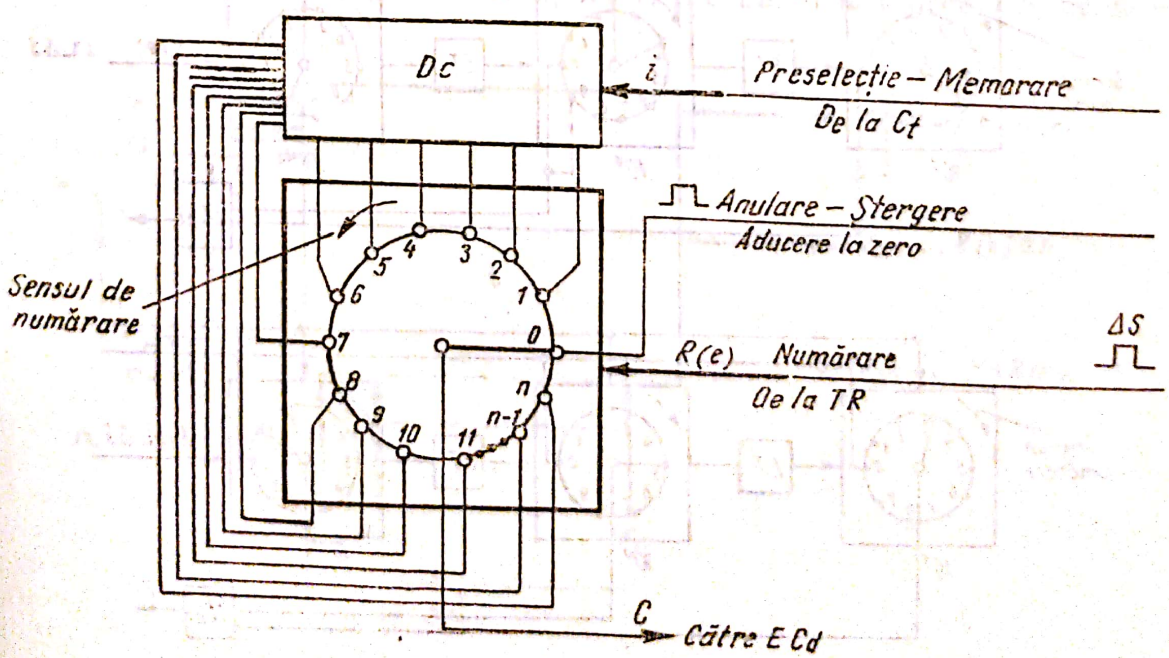


Fig. 5.51

punzător, de către decodificatorul D_c. Această etapă poartă numele de preselecție sau memorare și constă în aplicarea mărimii de referință r sub forma unui semnal de durată pe una dintre cele n celule.

Pentru exemplificare să considerăm că elementul de calcul prezentat în figură este un numărător electromecanic, care pentru fiecare impuls aplicat pe intrare, afișează următoarea cifră.

Într-un mod oarecare, mărimea de reacție $R(e)$ se aplică sub formă de impulsuri de valoare ΔS, pe cea de-a doua intrare, deplasînd indexul succesiv într-o nouă poziție în sensul de numărare indicat. Sensul de numărare indicat arată că mărimea de referință r se realizează prin însumarea impulsurilor ΔS. Cînd indexul a ajuns pe punctul pe care se găsește semnal, acesta îl emite la ieșire, spre ECd, ca mărime de comandă C. Deci este un comparator cu coincidență la numărul programat.

Dacă după fiecare coincidență se produce anularea, comparatorul este absolut. Dacă la $(\Sigma\Delta S)_i$ se adaugă $(\Sigma\Delta S)_j$, în care $j>i$, comparatorul este relativ.

Comparatorul incremental în inel (fig. 5.52) se compune dintr-un număr de elemente de calcul egal cu numărul rangurilor zecimale ale numărului

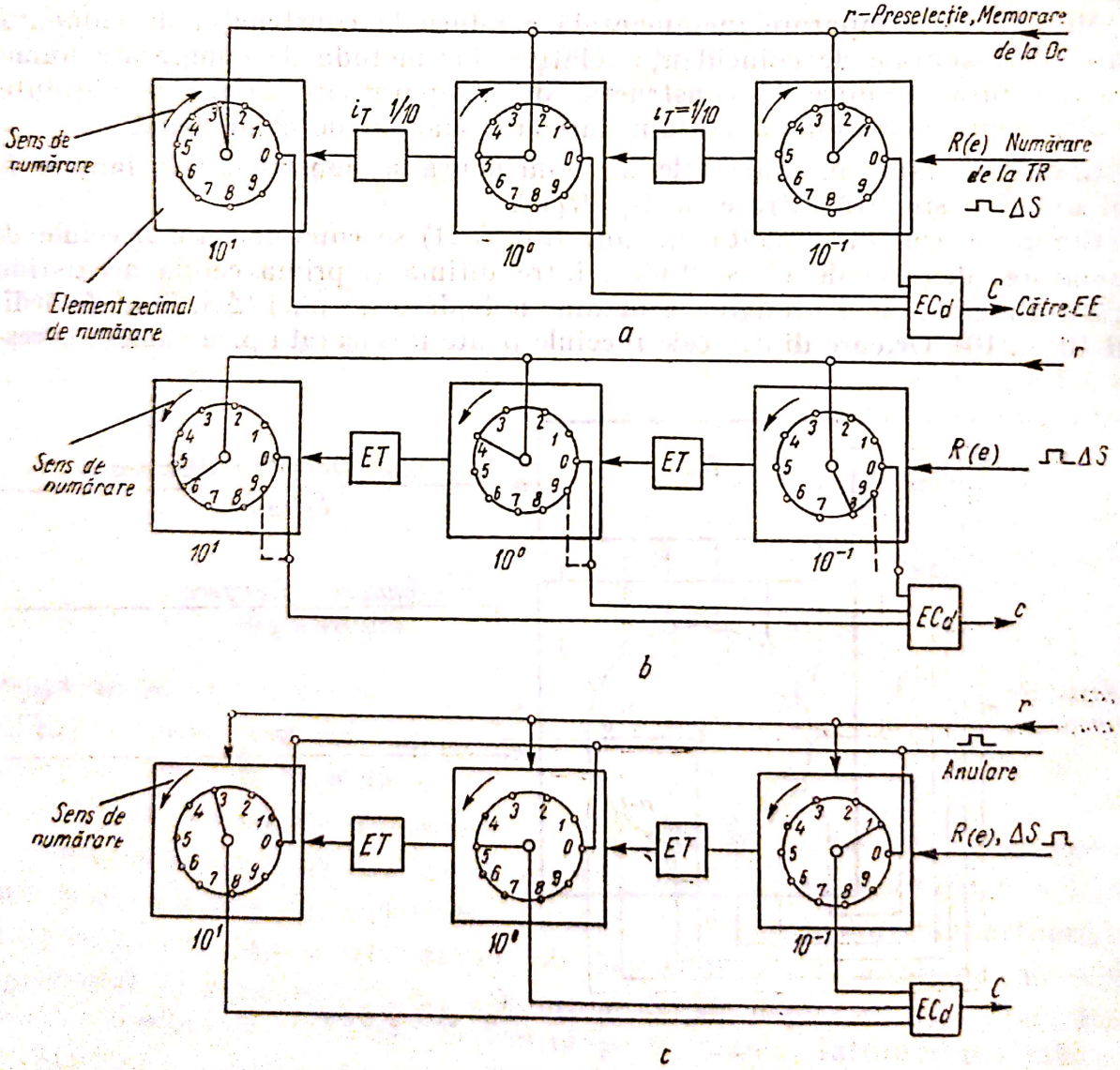


Fig. 5.52

maxim de programat, fiecare element compunîndu-se din cîte zece celule de memorare, între ultima și prima celulă existînd o legătură logică. El operează prin adunare *a*) și *c*) sau prin scădere *b*). Coincidența se produce la zero în cazul *a*), la 9 sau 10 — *b*) și la numărul programat — *c*). Principial, funcționarea acestora este similară precedentelor.

Pentru exemplificare, se consideră că elementele de calcul sînt numărătoare electromecanice, similare precedentelor legate între ele prin elementele de transfer ET cu raport de transfer $i_T = 1:10$.

Introducerea mărimii de referință r, echivalentă preselecției sau memorării numărului programat, de exemplu 35,1, constă în aducerea indexurilor pe pozițiile respective ale fiecărui element de calcul corespunzător fiecărui rang zecimal, într-un mod oarecare (fig. 5.52, *a*). Aplicînd mărimea de reacție de la traductor $R(e)$ pe cea de-a doua intrare a comparatorului, sub formă de impulsuri echivalente cu ΔS, se produce numărarea, prin scădere, echivalentă ștergerii. După introducerea a 351 impulsuri, echivalente incrementului $\Delta S = 0{,}1$ toate cele trei indexuri ocupă poziția zero, cînd se produce coincidența. Deci comparatorul realizează coincidența la zero prin scădere. În acest moment ECd emite comanda C către EE.

În figura 5.52, *b* se prezintă principiul comparatorului cu coincidența la 9 sau 10 prin adunare. În acest caz r este egal cu complementul de 9 sau 10 al numărului programat, de exemplu 64,8 sau 64,9, iar $R(e) = 351$ impulsuri, fiecare echivalent cu $\Delta S = 0{,}1$ care se adună la r. Comparatorul realizează coincidența la 999 sau 1000 prin adunarea impulsurilor.

În figura 5.52, *c* se prezintă principial comparatorul cu coincidență la numărul programat. În acest caz $r = 35{,}1$ sau $R(e) = 351$ impulsuri, de valoare $\Delta S = 0{,}1$ care se însumează pînă la valoarea r, la care se produce coincidența. În acest caz este obligatorie faza de anulare după fiecare coincidență.

Comparatorul numeric absolut (fig. 5.53) reprezentat sub forma de schemă bloc, are două grupe de intrări și trei ieșiri; fiecare grupă de intrări se leagă la ieșirile Mm sau Dc și pe care se aplică r, precum și la ieșirile TR pe care

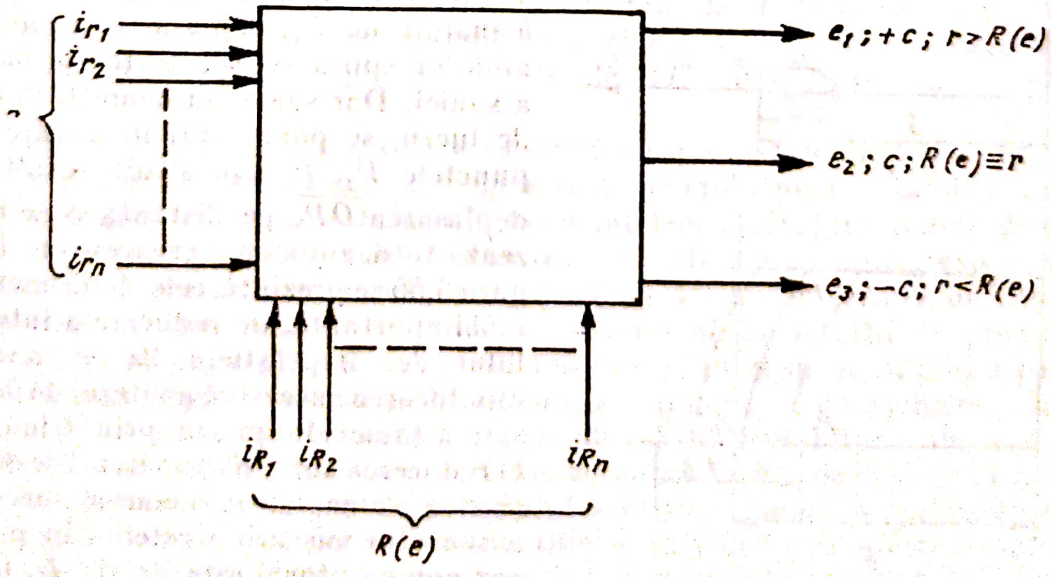


Fig. 5.53

Scanned with OKEN Scanner

se aplică $R(e)$. Numărul de intrări din fiecare grupă este egal cu numărul ordinelor sau rangurilor, într-un sistem de numerație sau cod dat, al numărului maxim de programat. De obicei $n=4 \ldots 10$. Ieșirile au semnificația cunoscută. La comparatoarele numerice absolute, coincidența se produce simultan pe toate intrările. Cît timp $R_i(e)<r_j$, $j>i$, emite ieșirea e_1; cînd $R_j(e)>r_i$, $j>i$, emite ieșirea e_3; iar cînd $R_j(e)\equiv r_i$, $j=i$ pe toate intrările, emite canalul e_2. În acest caz coincidența se produce de la intrările de rang superior spre cele de rang inferior.

Cp numeric absolut se utilizează în construcția *SCN* de poziționare, iar cele incrementale au cea mai largă utilizare.

5.3.12. Elemente de comandă, de execuție și de acționare

Atît în cazul poziționării, cît și al prelucrării liniare, oprirea la cota programată se produce la comanda *C* emisă de *Cp* în *ECd*, executată de *EE* și care constă în întreruperea mișcării *OLM* sau *EA*. Din punct de vedere funcțional, fenomenele ce apar la oprirea la cotă în cazul poziționării, cînd se întrerupe o mișcare auxiliară rapidă, sînt diferite de cele ce apar la oprirea la cotă în cazul prelucrării liniare, cînd se întrerupe o mișcare de generare.

În figura 5.54 se prezintă diagrama de variație a vitezei de avans w în funcție de deplasarea S a saniei în cazul prelucrării liniare *a*) și poziționării *b*). În cazul *a* eroarea — ε (totdeauna negativă) la deplasarea $\overline{OP_1}$ pe distanța S este caracteristică opririi la cotă prin contact rigid. Mărimea erorii ε depinde de energia de deformare elastică a componentelor lănțului cinematic de acționare a saniei și a contactului rigid. Eroarea — ε nu afectează precizia prelucrării, deoarece ea se produce (sania este „aruncată" înapoi) numai după ce a fost realizată deplasarea S, fără eroare. În cazul *b*) oprirea la cotă în punctul P_1 se face prin frecare normală pe ghidaje. Comanda de oprire se dă în punctul *1*, la distanța h înainte de P_1, deplasarea urmînd să aibă loc sub acțiunea forței de inerție a saniei. Dar sania, în condiții diferite de lucru, se poate opri în oricare din punctele P_2, P_3 sau altul; rezultă că deplasarea $\overline{OP_1}$ pe distanța S se realizează totdeauna cu o eroare $\pm\varepsilon$. În figura 5.55 se prezintă cele două metode, mai importante, de reducere a intervalului de împrăștiere 2ε și anume: *a*)reducerea succesivă a vitezei de deplasare a saniei și oprirea prin frînare și *b*) reducerea succesivă a vitezei de deplasare a saniei și inversarea succesivă a sensului mișcării acesteia. În primul caz comparatorul este de tip *D*, iar în cazul al doilea — de tip *C*.

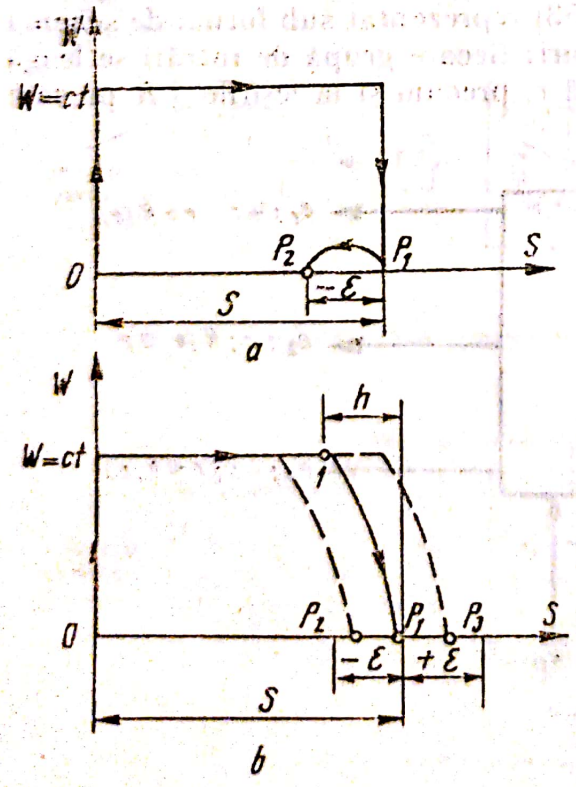


Fig. 5.54

Scanned with OKEN Scanner

Ca urmare construcția comparatorului va influența construcția *EC* și *EE*.

Comparatoarele de tip *D* impun utilizarea unor *EC* de tip întrerupător de energie, *EE* de tip cuplaj sau distribuitor cu două poziții, iar *EA* trebuie să producă acționarea saniei în sens unic de deplasare.

Comparatoarele de tip *C* impun utilizarea unor *EC* de tip comutator de sens mișcare, *EE* de tip cutie de viteze cu inversor de sens sau distribuitor cu trei poziții, iar *EA* trebuie să producă acționarea saniei în ambele sensuri.

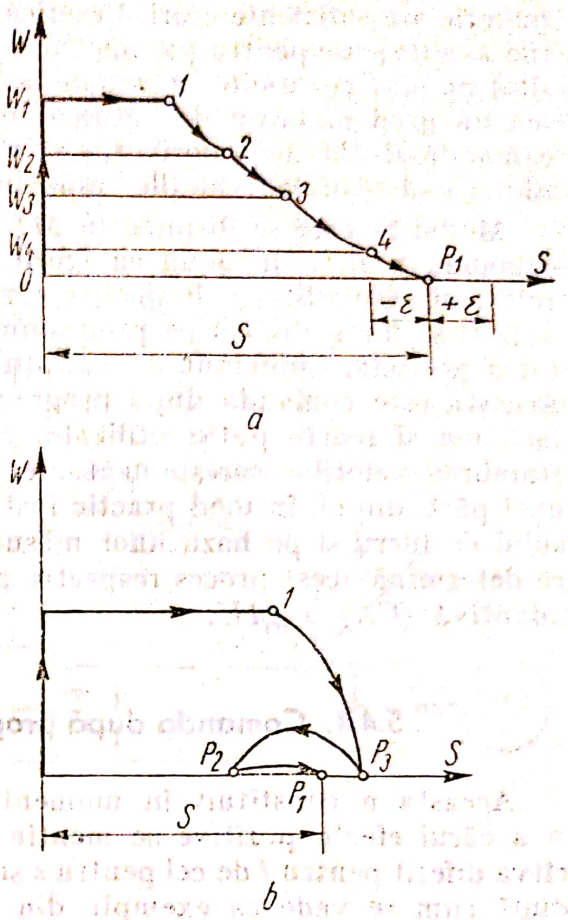


Fig. 5.55

5.4. Sisteme pentru comanda regimului de lucru

În cazul *MU* așchietoare, un regim de lucru sau așchiere (*RAS*) este considerat totalitatea parametrilor așchierii și anume adîncimea (*t*); avansul (*s*); viteza de așchiere (*v*) și caracteristicile sculei, totalitate care determină esențial procesul de așchiere, încărcarea sistemului tehnologic elastic (*STE*) și calitatea piesei prelucrate. Caracteristicile sculelor se decid prin alegerea acestora, în afara *MU*. Prin urmare, a stabili un regim de lucru pe *MU* înseamnă a determina valorile concrete, constante sau variabile pe faze, treceri, intrări, pentru *t*, *s* și *v*, pe baza unui criteriu economic adaptat cazului concret tehnologic. Principiile și metodica stabilirii regimului de așchiere este o problemă a *TCM*. Modul însă în care regimul de așchiere și respectiv parametrii (*t*, *s* și *v*) acestuia ajung la verigile executante ale *MU* este o problemă a construcției *MU*.

Pentru a se realiza o reglare corespunzătoare a vitezelor *VE*, este necesar să se respecte principiile tehnologice și în primul rînd de stabilire a optimului. Ca regim optim sau corespunzător se înțelege acea combinație de parametri, respectiv *t*, *s* și *v*, care realizează un optim economic, respectiv un cost minim al operației în condițiile respectării anumitor cerințe de calitate. Este posibil ca unei *MU* să se ceară un maxim al capacității de producție, dar numai în scopul realizării unui cost minim pe un grup de *MU* sau pentru un proces tehnologic. Un sistem de comandă a regimului de așchiere, care să satisfacă în orice moment cerința optimului, ar fi exorbitant de complex și costisitor, deci ineficient economic. De aceea sistemele de comandă a regimului de așchiere, indiferent de principiul soluției, urmăresc realizarea optimului numai în măsura în care complicațiile se justifică prin efecte economice superioare. Totodată, determinarea corectă a optimului necesită și o serie de date economice, greu de aproximat. Se ține cont deci că însuși „optimul"

Scanned with OKEN Scanner

teoretic are suficiente erori. Practica și rutina tehnologică a stabilit însă valorile avantajoase pentru parametrii t, s și v și care (contrar unor practici depășite) nu sînt constante. A comanda instalarea RAS pe MU în mod automat (cu un grad oarecare de automatizare), înseamnă a dispune în sistemul de comandă al MU de valorile t, s și v și a transmite semnale adecvate acționărilor ca să realizeze valorile respective prin mișcările corespunzătoare a VE.

Modul în care se dispune în MU de valorile t, s și v, separă sistemele de comandă a RAS în două categorii. La sistemele din prima categorie, încă cele mai răspîndite, valorile t, s și v se determină anterior operației în afara MU și se înregistrează pe programul MU, după care se reproduce cu fidelitatea posibilă, indiferent de variațiile ce intervin în procesul de prelucrare. Aceasta este comanda după program a MU. La cele din a doua categorie, încă noi și foarte puțin utilizate, este caracteristic faptul că se urmărește stabilirea valorilor corespunzătoare ale parametrilor t, s și v sau numai ale unei părți din ei, în mod practic instantaneu în permanență, în timpul procesului de lucru și pe baza unor măsurători complete sau parțiale a mărimilor ce determină acest proces respectiv prin buclă închisă. Aceasta este comanda adaptivă (CA) a MU.

5.4.1. Comanda după program a regimului de așchiere

Aceasta a constituit în momentul apariției sale un progres remarcabil și a cărui efecte pozitive se mențin încă. Principiul de realizare este întrucîtva diferit pentru t de cel pentru s și v. Adîncimea rezultă din „ciclul cotelor", după cum se vede ca exemplu din figura 5.56, ciclul care se poate realiza cu CN, cu sisteme de copiere cu opritoare sau bacuri etc. Pentru s și v, programul (PR) conține „secvențe" speciale (în funcțiile tehnologice la MU cu CN), figura 5.57, prin care la anumite momente, corelate cu valorile cotelor, se transmit semnale duodificate și amplificate în blocul DA, la comanda acționărilor COA, de la care se comandă v la veriga reglabilă a vitezelor VRV și avansul rezultant — s_r prin separare pentru fiecare avans, respectiv în figura 5.57 $VR\,s_L$ (liniar) și $VR\,s_R$ (rotativ). La comanda avansului se primesc și semnalele CCO pentru ciclul cotelor, respectiv pentru rapoartele mărimilor vitezelor de avans (două sau trei, L sau R). Indiferent de felul verigilor reglabile pentru avansuri (VRs) și viteză (VRv), respectiv în trepte sau continuu (la acționări electrice continui VR și M vor coincide cu $EMCC$), comanda după program a RAS și respectiv comanda acționărilor COA va alege numai cîte o valoare pentru fiecare LC, din șirul treptelor sau din intervalul continuu, dar care se pot schimba foarte frecvent între faze și treceri și în timpul așchierii, sau numai între treceri și faze, deci mai puțin frecvent. Comanda după program a RAS este deci prin esență „secvențială", iar elementele de con-

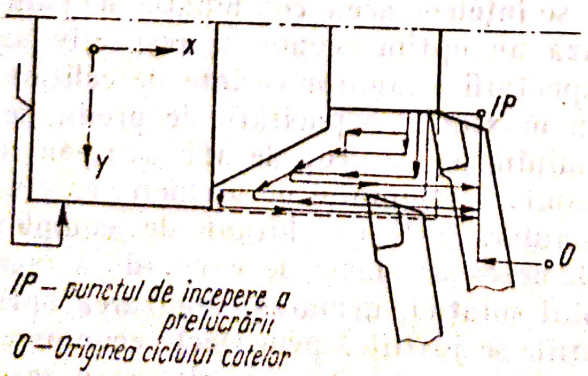


Fig. 5.56

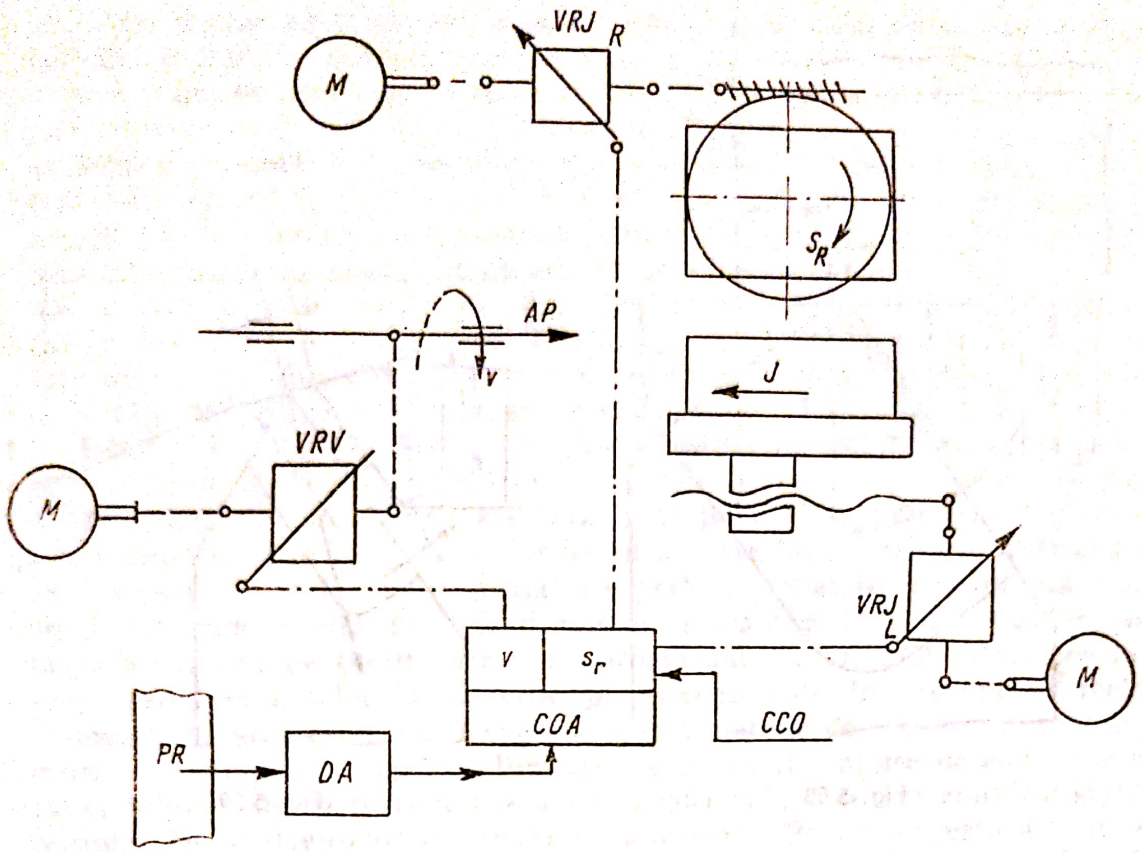


Fig. 5.57

strucție sînt cele utilizate pentru sistemele secvențiale în general, și rezultă deci din prezentarea acestora (paragraful 5.7). Ea are însă și importante dezavantaje, care s-au relevat în timp prin căutările de perfecționare a comenzii automate a *RAS*, dezavantaje care nu anulează avantajele aduse prin introducerea lor și anume în principal automatizarea comenzii *RAS*. Astfel:

— Pregătirea programului (*PR*) necesită muncă de proiectare și de înscriere pe purtătorul de *PR*, care mai necesită și date apriorice despre scule, *STE*, materialul și starea piesei etc., deci costuri (chiar la programare automatizată), factori de erori care nu pot fi evitate și ocupate de personal specializat în proiectare tehnologică.

— Datele care se utilizează în calcule se stabilesc cu multe inter- sau extrapolări, aproximații, echivalări (de ex. pentru coeficienții și exponenții din relațiile forțelor, vitezelor etc.), datorită diversității enorme a cazurilor tehnologice concrete, a variației stării materialelor (adaosuri și durități variază peste dublu etc.), deci din nou erori practic inevitabile.

— Nu se poate ține cont de influența uzurii sculelor, care provoacă variații de forțe (pînă la 25%), nestabilite.

— Nu există posibilitatea de a instala și de a determina corect prin metode tehnic acceptabile, anumiți parametri și în speță adîncimea de așchiere. Dealtfel, prin "ciclul cotelor", se stabilește de fapt adîncimea *de așchiat*, care este pe piesă, ori în *RAS* contează adîncimea de așchiere (t), care este pe tăișul sculei. Cele două „adîncimi" pot fi egale sau nu, ceeace însă nu se consi-

Scanned with OKEN Scanner

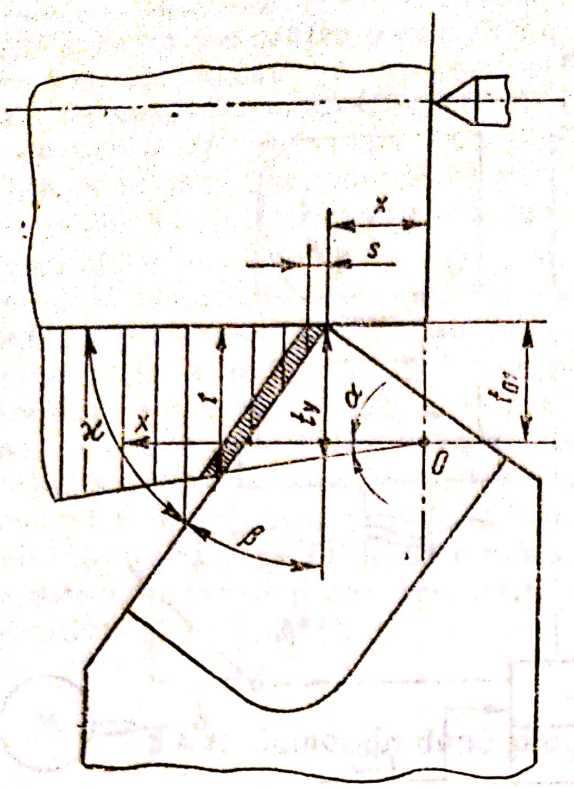


Fig. 5.58

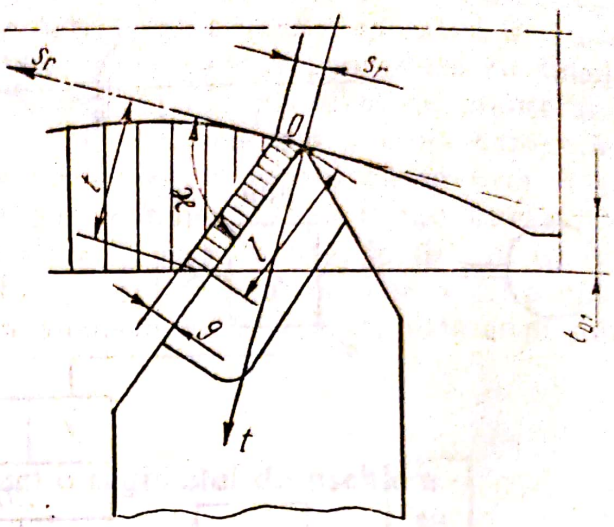


Fig. 5.59

deră în rutina tehnică. Uneori se poate calcula, ca de exemplu pentru cazul din figura 5.58, pentru care cu notaţiile din figură:

$$x = ns\tau;\ \text{unde}\ n, \left[\frac{\text{rot}}{\text{s}}\right];\ s, \left[\frac{\text{mm}}{\text{rot}}\right];\ \tau, [\text{sec}]; \tag{5.46}$$

rezultă:

$$t = \frac{t_{01} + x\,\text{tg}\,\alpha}{1 - \text{ctg}\,\beta\,\text{tg}\,\alpha} \quad \text{sau} \quad t = \frac{t_{01} + ns\tau\,\text{tg}\,\alpha}{1 - \text{tg}\,\beta\,\text{tg}\,\alpha}, \tag{5.47}$$

dar se pune problema alegerii valorilor (şi cîte?) care se programează. Sînt însă suficiente cazuri cînd calculul este inoperant, ca de exemplu pentru adîncimea din figura 5.59, ştiindu-se că $t \perp s_r$.

— Proiectarea tehnologică se face cu mari rezerve, datorită tocmai dificultăţilor de mai sus, deci se produc mari pierderi a capacităţilor de producţie, pentru a se evita riscurile dela factori întîmplători pe care proiectarea tehnologică nu-i poate prevedea, chiar dispunînd de mijloace moderne de calcul. Dezavantajele menţionate se pot înlătura total sau parţial prin *CA* a *RAS*.

5.4.2. Sisteme de comandă adaptivă

Sistemele de CA (numite anterior „de reglare automată a regimului de aşchiere" sau „autoreglabile"), sau pe scurt „comanda adaptivă" (*CA*), are rolul de a stabili parametrii *RAS*, astfel ca să corespundă variaţiilor reale şi neprevizibile şi totodată practic permanente ale factorilor tehnologici. Această

stabilire, deocamdată, în faza actuală se face plecîndu-se de la anumite valori inițiale, sau de la anumite intervale, care sînt totuși programate, dar fără dezavantaje, deoarece sînt puține și se admit cu aproximații destul de mari (fără calcule — „la ochi"), valorile corecte urmînd a fi instalate de *CA* pe baza măsurării parametrilor procesului, prin „adaptarea" valorilor inițiale. Stabilind valorile *RAS*, *CA* preia deci, pentru a o realiza automat, proiectarea tehnologică a operației, în prezent pentru *s*, sau pentru *s* și *v*, dar cu tendința de a deveni un „tehnolog automat", cu rezultate superioare. R.S.R este una din primele țări din lume, în care s-au demonstrat practic*) posibilitățile *CA* la *MU* încă de acum circa 20 ani, iar din 1976 funcționează în exploatare un tip de *MU* cu *CA* de concepție proprie. Posibilitățile *CA* se extind și la alte *MU* (prin electroeroziune etc.).

Rolul *CA*, obligă ca toată concepția construcției sale să se bazeze pe legile procesului de așchiere, pe determinarea științifică a *RAS* optim, sau numai a unei părți din parametrii acestuia, deci pe optimizarea tehnologică, care este complexă și în dezvoltare. De aceea nu este încă oferită industrial o *MU* cu *CA* pentru *t*, *s* și *v* cu o optimizare perfectă. Stabilirea automată a adîncimii — *t*, care rezultă din „ciclul cotelor" înseamnă de fapt o stabilire automată a ciclului de lucru, așa-zisa „programare automată" (deoarece intervine stabilirea cotelor la trecerile prealabile), care în prezent ar reclama complexități prea mari. Ca urmare se admit metode de stabilire a unor „optimuri" mai simple, pe bază de limitări sau restricții impuse de condițiile operației tehnologice și respectiv a unor „algoritmi", care țin cont totodată de posibilitățile elementelor din sistemele automate. Pe baza acestora s-au realizat și se construiesc *MU* cu *CA* de diferite tipuri, ca de ex.: strunguri, mașini de frezat, de găurit, de alezat, de danturat, de rectificat rotund, de rectificat caneluri, de rectificat danturi, centre de prelucrare.

Parametrii procesului de așchiere, care se măsoară de către *CA* — care se numesc „*Mărimi controlate*" și sînt mărimi de ieșire din sistem — se aleg astfel ca să fie legați prin anumite dependențe cunoscute ca factori limitativi ai regimului și totodată să constituie un indicator al procesului de așchiere. Dependențele fiind multiple, ar trebui măsurate multe mărimi, ceea ce ar duce la complicații exagerate. În plus pentru unele, cum sînt viteza de uzură a sculei sau temperatura de așchiere, nu se dispune încă de soluții acceptabile industrial. De aceea se măsoară numai: componente ale forței de așchiere și în primul rînd F_z, săgeți de arbori principali, momente de torsiune — M_t la arbori principali, puteri consumate în mișcarea principală, amplitudinea vibrațiilor etc. La anumite valori a mărimilor controlate, anumiți parametri ai regimului au valoarea optimă sau maxim admisibilă. Valoarea respectivă a mărimii controlate este „valoare de referință" și *CA* trebuie să instaleze *s*; sau *v* sau ambii parametri, ca să realizeze optimul lor, respectiv ca mărimea controlată să ajungă la valoarea celei de referință. Stabilirea „valorilor de referință"ale mărimilor controlate este deasemeni complexă din punct de vedere tehnologic, în special pentru forțele care încarcă *STE*.

Măsurarea mărimilor controlate se realizează cu traductoare, de regulă pentru mărimi neelectrice. Acestea trebuie să se monteze în subansamblele *MU* sau chiar în veriga executantă *VE*. Ca urmare elementele traductoare trebuie să dispună de: rigiditate maximă (introducerea lor în *VE* să nu scadă

*) De către autor și apoi cu un colectiv.

Scanned with OKEN Scanner

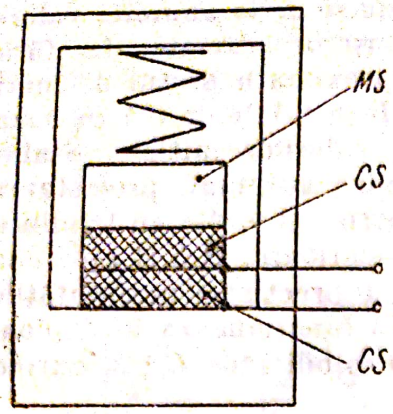


Fig. 5.60

rigiditatea acesteia), sensibilitate, stabilitatea performanţelor în timp şi la variaţii de temperatură etc. Sînt necesare deci construcţii speciale a elementelor traductoare şi a *VE* în care acestea se plasează, deşi cu oarecare schimbări se menţin traductoarele pentru măsurări a parametrilor aşchierii. De exemplu, schema unui traductor de vibraţii, de uz general aplicabil şi în *CA*, este în figura 5.60. Masa *MS* solicită în vibraţie, cristalele *CS* în formă de discuri, care dau la ieşire un semnal proporţional cu acceleraţia vibraţiilor de măsurat şi din a căror prelucrare se obţin amplitudinile care trebuie să fie în anumite limite. Majoritatea traductoarelor pentru forţe şi momente prezintă variaţii a impedanţei la variaţia mărimii controlate, conform situaţiei din aparatele pentru forţe şi momente de aşchiere. Pentru acestea se precizează o sensibilitate „absolută", — "după putere" şi „relativă". Ultima, de exemplu, se exprimă prin:

$$S=\frac{\Delta\lambda}{\Delta\sigma}\,100=\frac{Z_0-Z_\sigma}{z_{0\sigma}}=\frac{Z}{z_{\sigma\sigma}}, \qquad (5.48)$$

în care z este impedanţa: σ — solicitarea traductorului provocată de forţă sau moment, λ — caracteristica variabilă cu solicitarea. Pentru a se prelua deformaţii rapide, traductoarele sînt alimentate cu frecvenţe ridicate.

Compunerea concretă a unui sistem de *CA* nu poate fi tratată decît pentru un anumit tip de *MU*. Trebuind să conducă procesul de prelucrare *CA* se va schimba inevitabil cu procedeul realizat, precum şi cu parametrul de regim reglat, inclusiv cu numărul acestora. Aceasta nu exclude însă existenţa componentelor unificate. Cele mai simple sînt desigur *CA* care stabilesc un singur parametru al regimului. În cazul strunjirii, pentru care s-au realizat mai multe sisteme, primul parametru care se stabileşte prin *CA* este avansul şi cel mai corespunzător; se poate controla procesul de aşchiere prin intermediul componentei F_z, care însă implică rezolvări deosebite pentru construcţia elementului traductor din portcuţit. Astfel din relaţia acesteia

$$F_z=C_{F_z}\,t^{x_{Fz}}\,s^{y_{Fz}}=F_{z\,nec},\ \text{rezultă:}\ s=\sqrt[y_{Fz}]{\frac{F_{z\,nec}}{C_{F_z}t^{x_{Fz}}}}, \qquad (5.49)$$

în care $F_{z\,nec}$ este valoarea de referinţă a mărimii controlate — F_z. Stabilindu-se s conform (5.49), rezultă implicit că s-a admis o variaţie independentă de *CA* pentru t, care de fapt se stabileşte prin ciclul cotelor.

Sistemele de *CA*, care măsoară F_z (evident cu traductor avînd semnal de ieşire electric) şi stabilesc avansul, au în general o schemă funcţională (de elemente) ca în figura 5.61. Valorile de referinţă se instalează la elementul F_{nec}. Acestea se compară cu cele de la traductorul *TR*, iar diferenţa este amplificată în A_m, după trecerea prin veriga de corecţie CO_r şi limitatorii valorii maxime de avans s_{max}. De la amplificator semnalele se transmit la blocul AC_{av}, care cuprinde comanda acţionării de avans, motorul şi meca-

Scanned with OKEN Scanner

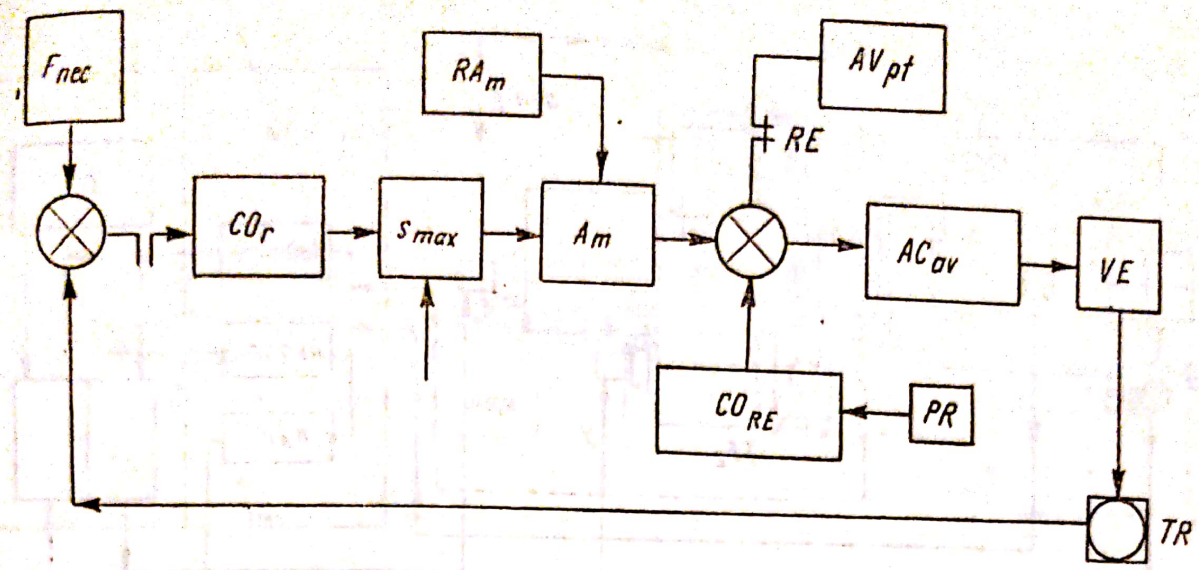


Fig. 5.61

nismele intermediare pînă la VE, la care este considerat și procesul de prelucrare. Înainte de pătrundere în material, pentru a nu se ataca piesa cu s_{max}, elementul CO_{RE}, menține întrerupt circuitul de la F_{nec}, printr-un releu RE și pe baza unui semnal de la programul cotelor PR. După intrare în material, se restabilește semnalul de la F_{nec}. Coeficientul de amplificare al sistemului se reglează cu elementul RA_m, pentru îmbunătățirea stabilității și a erorii staționare.

S-au construit sisteme și cu măsurarea puterii acționării principale, măsurare mai simplă, dar cu dezavantaje funcționale, deoarece din:

$$P_{mot} = P_g + P_{ps} + F_z v = P_g + P_{ps} + 2\pi F_z r_p n_{AP}, \tag{5.50}$$

în care: P_g este puterea pierdută la mers în gol; P_{ps} — puterea pierdută suplimentar în sarcină; r_p; n_{AP} — raza și respectiv turația piesei, adică a AP; se observă că pentru a sesiza F_z, cu care de fapt se controlează procesul de așchiere, trebuie introduse patru mărimi care variază în permanență și în parte în mod necunoscut. La mașinile specializate sau speciale, unde aceste mărimi pot fi cunoscute acceptabil de simplu, măsurarea puterii este utilă. La unele strunguri*) cu CA se măsoară și F_z și puterea furnizată de electromotorul acționării principale — P_{EMT}, iar avansul se mărește numai cînd scăderea P_{EMT} față de cea nominală — P_{En} persistă mai mult decît timpul unei rotații a arborelui principal și evident totodată cînd $F_z < F_{z\,nec}$, adică exprimat cu simboluri logice, algoritmul ar fi:

$$s \uparrow \text{ la } P_{EMT};\quad n = \frac{1}{n_{AP}} < P_{en} \cap F_z < F_{z\,nec}, \tag{5.51}$$

și respectiv pentru scăderea avansului, care se efectuează fără persistența semnalului de depășire a puterii, ci numai dacă P_{EMT} sau numai F_z este mai mare, adică:

$$s \downarrow \text{ la } F_z > F_{z\,nec} \cup P_{EMT} > P_{En}: \tag{5.52}$$

*) Model produs în R.D.G.

Scanned with OKEN Scanner

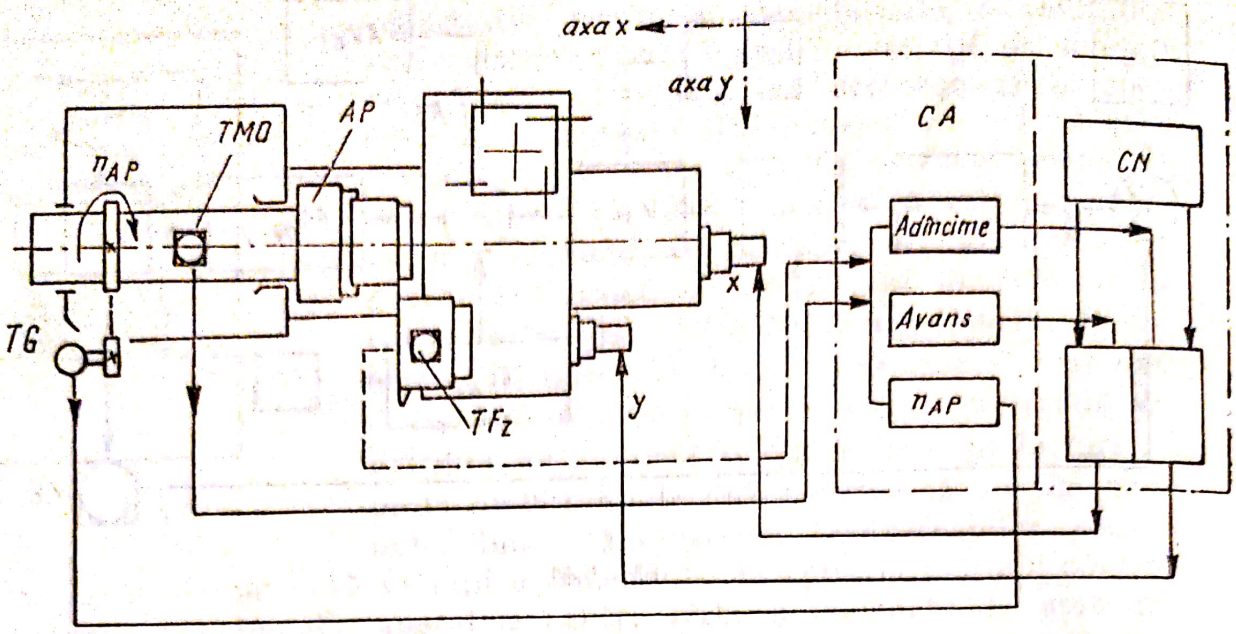


Fig. 5.62

Printr-o astfel de strategie se asigură suplimentar strungul contra unei supraîncărcări.

Sisteme de *CA* cu două mărimi de execuţie — avansul şi adîncimea sau viteza de aşchiere — sînt mult mai puţine. Schema compunerii generale a unui sistem*) este în figura 5.62. Se măsoară forţa F_z cu traductorul TF_z şi momentul M_{tAP} la AP, cu traductorul *TMO*. Traductoarele TF_z şi *TMO* sînt rezistive ceea ce subînţelege anumite deformaţii care sînt avantajoase. Forţa F_z se reglează prin comanda avansului, analog raţionamentului din (5.49), dar totodată se reglează şi M_{tAP}, recurgîndu-se pentru ambele la comanda adîncimii. Algoritmul simplificat se poate urmări în figura 5.56. Ciclul cotelor începe în IP, după cota finală, dar crescînd F_z, cînd $s=s_{min}$ se întrerupe s_x şi se continuă cu s_y, pînă ce adîncimea corespunde la $F_{E\,nec}$ şi s_{min}, cînd se întrerupe s_y şi se cuplează s_x. După întoarcerea în gol se reia trecerea din punctul IP. Se observă că se îndepărtează şi o adîncime frontală, însă pătrunderea direct la adîncimi mari este periculoasă din cauza creşterii rapide a forţei F_z, creştere ce reclamă calităţi dinamice deosebite. Strungul (fig. 5.62) este cu *CN* avînd motoare pas cu pas, şi amplificatoare hidrostatice de cuplu.

Maşinile de frezat cu *CA*, realizate pînă în prezent, stabilesc fie avansul şi turaţia, fie avansul şi adîncimea sau numai avansul. Un sistem mai simplu**), avînd avansul ca mărime de execuţie, pe baza măsurării indirecte a forţei F_t şi direct a puterii acţionării principale, are schema bloc în figura 5.63. Funcţia după care se face reglarea s-a dedus din relaţiile clasice:

$$F_z=C_F\, t^{\alpha}\, s_z^{\beta}\, B^{\varepsilon} \text{ şi apoi } T^m\, v\, t^{\nu}\, B^{r}\, s_z^{x}\, z^{n}=C_v, \qquad (5.53)$$

în care: t şi B sînt adîncimea, şi respectiv lăţimea de aşchiere; s_z şi z — avansul, în $\frac{\text{mm}}{\text{dinte}}$, şi respectiv numărul de dinţi; v şi T — viteza de aşchiere şi

*) Realizat de firma Siemens pentru strungul firmei „Gildemeister".

**) Se produce în URSS, maşina avînd *CN* de conturare.

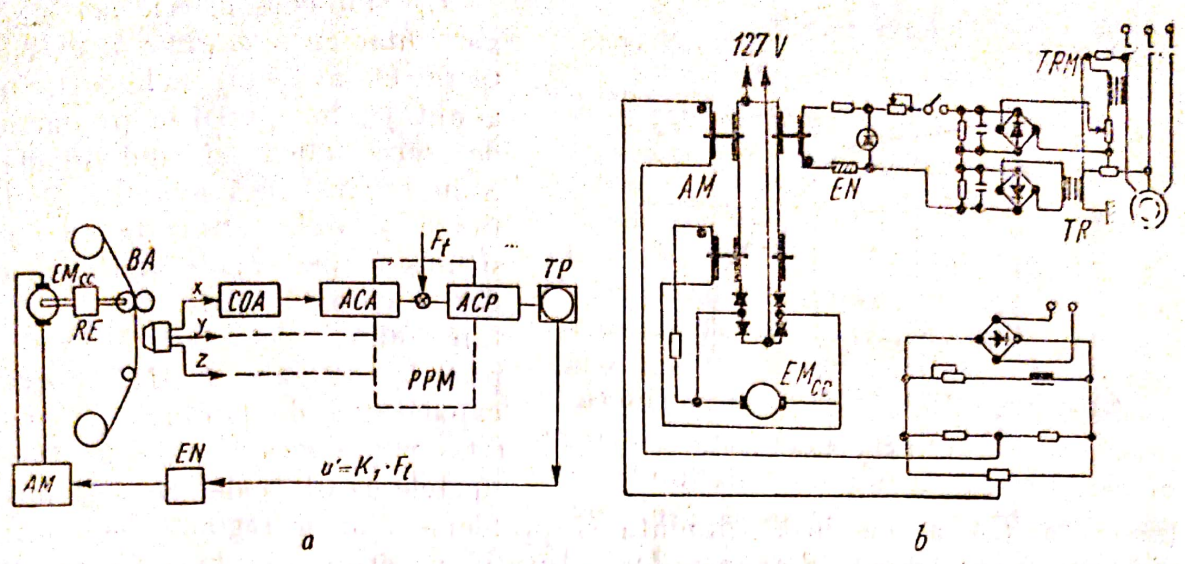


Fig. 5.63

durabilitatea economică; C_P și C_v — coeficientul forței și respectiv a vitezei. Impunînd condiția durabilității constante a sculei, adică $T^m v$=constant.

După transformări s-a obținut: $s_z = C_s F_z^{-\frac{1}{a}}$, în care C_s și a sînt [funcție de parametrii care intră în (5.53). (5.54)

Echipamentul de *CN* fiind de conturare, cu bandă magnetică, este suficient să se regleze viteza acesteia pentru a se realiza variația avansului s_r, ceea ce este simplu dată fiind microputerea micromotorului de cc — EM_{cc} — care antrenează banda *BA* prin reductorul *RE* (fig. 5.63). În acest scop amplificatorul magnetic *AM* primește semnalele de la un element neliniar *EN*, corespunzător relației (5.54), iar acesta de la traductorul de putere *TP*, montat în alimentarea *EMT*-lui acționării principale *ACP*. Acționările de avans *ACA*, identice pentru cele trei axe — *x*, *y*, *z* — sînt dirijate prin comenzile *COA* conform programului de pe banda *BA*. Forța F_t se produce în partea portantă *PPM* — a mașinii. Schema sa electrică este redată în figura 5.64. Elementul neliniar este rezistența *EN*. Transformatorul *TR* dă tensiunea pentru compensarea puterii la mers în gol. Relativ simplu sistemul are suficiente dezavantaje, deoarece trebuie intervenit pentru reglaje la orice schimbare a cazului concret tehnologic, fiind necesar totodată un volum prea mare de informații apriorice.

Se produc și alte mașini de frezat cu *CA*, la care se controlează săgeata (deformația) la *AP*, ceea ce este legat de forță și deci de procesul de așchiere, precum și momentul M_{tAP}*) la același *AP*. În principal, mașinile de frezat cu *CA* sînt și cu *CN*. Este posibil și se construiesc mașini de frezat dar și alte tipuri de *MU*, cu *CA* și fără *CN*. Este însă eficient numai dacă *MU* are totuși o comandă automată a ciclului, ca de exemplu secvențială. Multe modele de mașini de rectificat și honuit, cu *CA* sînt fără *CN*.

*) Modelul „Acramizer" al firmei Cincinnati — SUA.

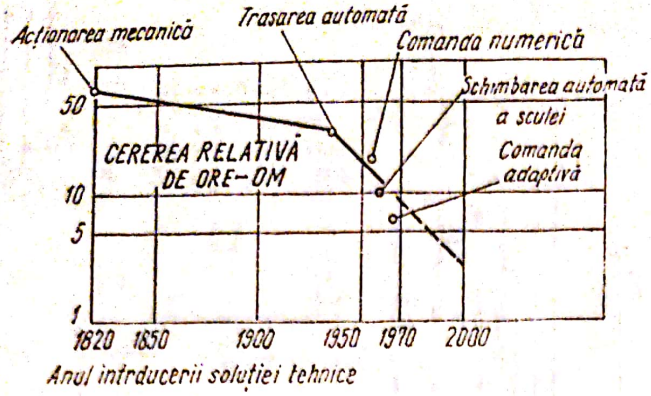


Fig. 5.64

CA și în deosebi cele mai simple, chiar cu o mărime de execuție (de ex. avansul), au importante avantaje, în special la producție de serie mică și individuală. S-au realizat însă avantaje verificate și linii automate cu *CA* și mașini specializate. Astfel, prin *CA* se elimină o parte din proiectarea tehnologică, crește utilizarea puterii instalate a *MU*, crește capacitatea de producție și precizia de prelucrare, se pot înlătura efectele uzurii sculei, ale deformațiilor etc. *CA* a pus însă totodată și probleme noi, de reglare obligatorie din mers și sub sarcină a avansurilor și turațiilor, cerință care în multe cazuri impune schimbarea radială a construcției *MU*. Aceste dificultăți relative de introducere a *CA*, nu a redus perspectivele *MU* cu *CA* tocmai datorită efectelor sale economice importante, care se observă și din diagrama dată în figura 5.64 — (după date din SUA) și care se confirmă în exploatarea acestora, inclusiv în RSR.

5.5. Specificul construcției mașinilor-unelte cu comandă mecanică și a mașinilor-unelte cu comandă adaptivă

Introducerea *CN* și a *CA* la *MU* a dus și duce în continuare la schimbarea radicală a construcției acestora, la apariția a noi tipuri de componente și elemente, inclusiv a noi compuneri. Schimbarea construcției se datorește atît cerințelor specifice cît și costului ridicat al *CN* și *CA*, care impun o exploatare mai intensă a *MU*.

Cerințele specifice au suficiente puncte comune. Astfel preciziile mai mari, de care este capabilă *CN*, impun creșterea preciziei geometrice, cinematice și sub sarcină, precum și a stabilității la viteze mici, respectiv eliminarea sacadării. Rapiditatea mai mare a comenzilor electronice reclamă acționări mai rigide, iar pentru a se reduce amplificările acționărilor sînt micșorate frecările în sisteme de ghidare, componente de transformare a mișcării, transmisii. Ciclul automat permite o încărcare mai intensă a *MU*, deci cantități de așchii și căldură mărite, ceea ce impune ungere centralizată și forțată, sisteme de termostatare, eliminare mecanizată de așchii. Costul mai ridicat al *CN* reclamă posibilități de a exploata mai intens *MU*, deci faze de așchiere mai lungi, reducerea timpilor auxiliari. Urmărind aceste obiective s-a ajuns la schimbarea automată a sculei și la centrele de prelucrare (*CP*), care au un indice de utilizare mărit. Construcțiile specifice se întrunesc cel mai complet în *CP*.

Pe subansamble, se remarcă în primul rînd modificările în avansuri și sistemele de ghidare. Avansurile au lanțuri mai scurte, mai rigide. Electromotoare sau hidromotoare acționează direct componentele de transformare *R-L* a mișcării, care se construiesc îndeosebi cu rostogolire cu șuruburi fixe și pretensionate. Sistemele de ghidare sînt cu role sau cu sustentație hidro-

Scanned with OKEN Scanner

statică, iar pentru mărirea rigidității și asigurarea fixării în poziția oprită, practic, toate *VE* sînt cu blocuri, îndeosebi hidrostatice, elementele respective acționînd de obicei pe suprafețele alăturate fațetelor. Totodată toate sistemele de ghidare se construiesc cu protecții etanșe, burdufuri sau tăblii telescopice, care trebuie să asigure durabilitate maximă acestora și deci reducerea timpilor de oprire în reparații.

Pe tipuri de comenzi, se menționează că cele numerice de poziționare, necesită acționări ajutătoare cu schimbare de cuplu, respectiv să dispună de valori la accelerare și apoi mai mici și cu creșterea vitezei. Pot fi și în trepte, dar continuu este întrucîtva mai avantajos. Totodată trebuie să se dispună de avans de poziționare, de valori foarte mici, la care să nu apară sacadare, *CN* cu prelucrare lineară, trebuie de asemenea să asigure viteze mici înaintea punctului de oprire și comandă automată pentru porniri-opriri. La toate *CN*, punct cu punct, este avantajoasă schimbarea cel puțin din program la diferite faze, a avansurilor și turațiilor, însă aceasta nu este obligator din punct de vedere al *CN* la *CN* de conturare (*NCC*), ca și la cele computerizate (*CNC*), este obligatorie acționarea continuă a avansurilor, dar nu și a mișcării principale. Variația avansurilor trebuie să se execute din mers și sub sarcină. Din punct de vedere tehnologic, este avantajos să se poată comanda automat avansul rezultat și viteza de așchiere, dar aceasta nu se impune de către *CN*. În ce privește *CA*, se impune o cerință obligatorie: schimbarea din mers și sub sarcină a parametrului stabilit prin *CA*, respectiv numai avans, sau și viteză de așchiere. La unele *MU*, *CA* impune ca avansul să fie continuu, dar nu este dovedit ca necesar la toate *MU*, iar turația poate fi și în trepte. Este însă greoaie variația din mers și sub sarcină a mișcărilor principale în trepte.

5.6. Sisteme de reinstalare automată la cotă

Uzura sculelor, fenomen inevitabil în procesul de așchiere, are loc relativ lent și influențează negativ, precizia de prelucrare a *MU*. Sistemele care asigură ciclul cotelor trebuie deci să considere și „schimbarea lungimii" sculei datorită uzurii. Viteza uzurii este însă foarte neuniformă și depinde de mulți factori. Ca urmare considerarea schimbărilor de cote nu se poate stabili aprioric, ci numai pe baza măsurării cotelor piesei sau a poziției sculei în cauză, în conformitate cu care trebuie să fie deplasată apoi scula pentru a compensa mărimea uzurii. Sînt necesare deci microavansuri. Măsurarea cotei sau a sculei, comandarea și efectuarea unui microavans, constituie specificul sistemelor de reinstalare automată la cotă. Compunerea generală a unui astfel de sistem este arătată în figura 5.65. Aparatul de măsură *AM*, măsoară permanent

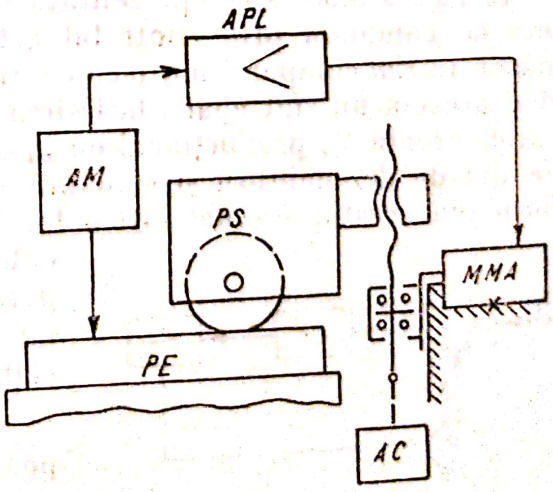


Fig. 5.65

Scanned with OKEN Scanner

sau periodic cota piesei *PE*, influențată de către uzura sculei. Semnalele de la aparat se transmit la un amplificator *APL* și cînd ele depășesc un anumit nivel (aparatul fiind reglat la o anumită cotă ce trebuie menținută), se comandă mecanismul de microavans *MMA*, cu care, deplasînd păpușa sculei *PS*, se reinstalează scula la cota care să asigure precizia piesei. Construcția concretă a sistemelor de reinstalare automată la cotă depinde mult de tipul *MU*. La *MU* cu *CN*, compensarea uzurii sculei se face prin *CN*, de regulă *VE* respective putînd să execute microavansuri, sau să respecte schimbările de cote care se introduc ca urmare a uzurii sculei.

5.7. Sisteme de comandă prin controlul dimensiunii piesei

Prelucrarea pieselor pe mașini-unelte la valori ridicate de precizie și eliminarea rebuturilor, se poate realiza economic prin aplicarea la acestea a unor sisteme de comandă prin controlul dimensiunii piesei.

Aceste sisteme pot realiza: oprirea prelucrării piesei la valoarea dorită a dimensiunii; comanda procesului tehnologic de fabricație (parametrii cinematici, regimul de așchiere etc.) a piesei — influențînd activ desfășurarea acestuia; corectarea automată a reglării mașinii etc.

Sistemele de comandă pot fi:

a. Sisteme de comandă cu control activ. Ele măsoară piesa în timpul procesului de prelucrare (sau după acesta), semnalizează atingerea dimensiunii prescrise și dacă este necesar, modifică automat regimul de lucru și reglarea mașinii, pentru a asigura obținerea dimensiunilor piesei;

b. Sisteme de comandă cu control pasiv. Aceste dispozitive efectuează măsurarea pieselor fără a interveni în procesul tehnologic de producție (sînt sisteme utilizate pentru sortarea pieselor după dimensiune).

5.7.1. Sisteme de comandă prin controlul activ al dimensiunii piesei

În figura 5.66 este reprezentată schema structurală principială a unui sistem de comandă prin controlul activ al dimensiunii piesei. Elementul de măsurare *Em* compară mărimea controlată x cu valoarea prescrisă y_i. În cazul cînd acestea nu sînt egale, la ieșirea elementului de măsurare apare un semnal de eroare Y_e proporțional cu $y_i - x$. Elementul E_a amplifică puterea semnalului de dezechilibru și comandă elementul de execuție E_e, pentru transformarea acestui semnal într-o formă utilă. Sub acțiunea elementului executor asupra piesei controlate *P*, valoarea parametrului controlat variază în sensul micșorării și chiar al anulării totale a dezechilibrului $y_i - x$.

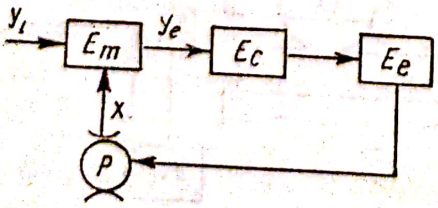


Fig. 5.66

Elementul de măsurare sau de control poate fi în fața de piesă în legătură directă sau indirectă, aceasta fiind determinată de principiul său funcțional.

Scanned with OKEN Scanner

În funcție de principiul constructiv, elementele de măsurare sau de control pot fi mecanice (cu calibru, pîrghii cu una, două sau trei contacte etc.), electrice (rezistențe, cu contacte, cu inductanță, capacitate etc.), pneumatice, fotoelectrice etc.

Comanda mașinilor-unelte prin controlul activ al dimensiunii pieselor, se poate clasifica după gradul de automatizare, în: comandă manuală, comandă semiautomată și comandă automată.

Comanda manuală prin controlul activ al dimensiunii piesei necesită intervenția activă a muncitorului în desfășurarea procesului tehnologic de prelucrare, fapt care solicită muncitorul la eforturi intelectuale sporite și influențează negativ productivitatea muncii și precizia de prelucrare.

Comanda semiautomată prin controlul activ al dimensiunii piesei realizează controlul în mod automat, iar impulsul de comandă este aplicat de către muncitor asupra elementului de comandă, pe baza informației citite la elementul de control al mașinii.

Prin automatizarea operației de control, se asigură o creștere a productivității și a preciziei de prelucrare a mașinii și o reducere a efortului fizic și intelectual al muncitorului.

Comanda automată prin controlul activ al dimensiunii piesei. Comanda automată prin controlul activ în vederea realizării dimensiunilor precise ale piesei, poate fi privită ca transmiterea către mașină a tuturor funcțiilor și mînuirilor reglorului procesului tehnologic.

Sistemele automate de comandă prin controlul activ al dimensiunii piesei, exclud intervenția muncitorului ca element activ în desfășurarea procesului tehnologic, asigurînd o comandă total automată, pînă la obținerea dimensiunii piesei în limitele cîmpului de toleranță prescris.

Principiul de funcționare al unui sistem automat de comandă prin controlul activ este reprezentat în figura 5.67. Piesa *P* supusă prelucrării este controlată dimensional de către elementul *EC*. Semnalul elementului de control *EC* este transformat în variație de tensiune, amplificat și trimis în apa-

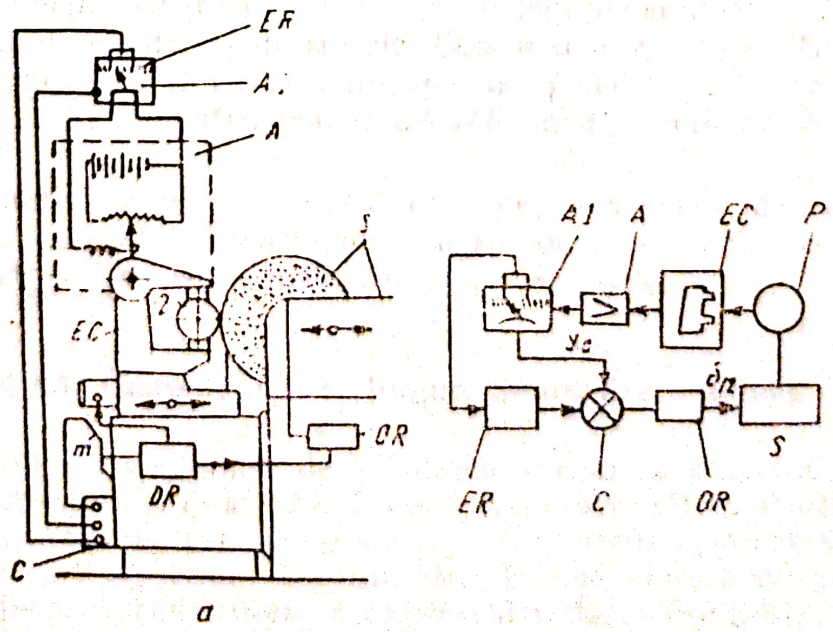


Fig. 5.67

ratul indicator AI, deviind indicatorul acestuia. Aparatul AI prin elementul ER permite reglarea unor valori $x_{1,2}$ pentru limitarea cîmpului de toleranță al piesei sau generarea semnalelor pentru realizarea diferitelor faze de lucru. Astfel, la ieșire aparatul AI, trimite în elementul de comparare C, un semnal y_e (ca urmare a semnalului y_1) și un semnal x_1 sau x_2. Aceasta, pe baza acordului sau dezacordului, emite un semnal care se aplică elementului de comandă C și astfel cu ajutorul organului OR se reglează poziția piesei față de sculă.

Schema bloc a sistemului automat de comandă prin controlul activ al dimensiunii piesei este arătată în figura 5.67, *b*.

Aceste sisteme de comandă asigură: un înalt grad de automatizare, posibilitatea de conexiune a lor cu sistemul central de comandă; o productivitate și precizie înaltă a mașinii.

Scanned with OKEN Scanner

6

COMPUNEREA CINEMATICĂ

Pentru a se ajunge la structura cinematică a unei *MU*, este necesar să se realizeze mișcarea executantă (*ME*) a *MU* respective. Pentru multe procedee, este necesară o singură *ME* compusă care realizează formarea suprafeței sau chiar o singură *ME* independentă (cazul broșării). Sînt însă *MU*, la care procedeul de prelucrare necesită 2 sau mai rar 3 *ME* compuse, deci cu minim 2 *ME* componente fiecare. Se impune deci ca să se rezolve mai întîi realizarea unei *ME* compuse și apoi a 2 sau maxim 3 *ME*, din care una poate să nu fie compusă.

6.1. Realizarea unei mișcări executante compuse

După cum s-a menționat în paragraful 1.2, mișcările compuse au 2, 3 sau 4 mișcări elementare sau componente și se realizează atît cu lanțuri cinematice (*LC*) deschise, cît și cu lanțuri închise. Indiferent însă de felul lanțului, pentru a se obține mișcarea compusă este necesar ca între spațiile parcurse de veriga executantă (*VE*) în durate egale sau la viteze egale (atunci cînd duratele egale între ele sînt egale cu unitatea de timp) să se stabilească anumite *legături funcționale* și care nu sînt decît legi ale spațiilor. Acestea depind de felul *ME* și de legăturile dintre ele. Cele mai numeroase *ME* compuse au două *ME* componente și viteze uniforme, iar principiile de realizare a acestora constituie o bază pentru realizarea *ME* cu mai mult de două *ME* componente.

Modul concret de contrucție a *LC* depinde de asemeni de alegerea uneia din cele două posibilități menționate: cu *LC* deschis sau închis, soluții care însă din punct de vedere al realizării *ME* sint egale.

6.1.1. Compunerea cu lanțuri cinematice deschise

Aceasta necesită un număr de *LC* deschise egal cu numărul *ME* componente sau elementare. Fiecare *LC* fiind deschis, are o *VE*. Pentru a rezulta o *ME* compusă, este necesar ca să se respecte anumite valori ale vitezelor *VE* și anume cele care corespund legăturii funcționale impusă de *ME* de realizat. Cel mai frecvent se compun cu *LC* deschise, *ME* avnd 2 *ME* componente sau elementare. Sînt realizate și *ME* compuse din 3 componente și teoretic există toate posibilitățile de obținere cu *LC* deschise și *ME* cu 4 componente,

Scanned with OKEN Scanner

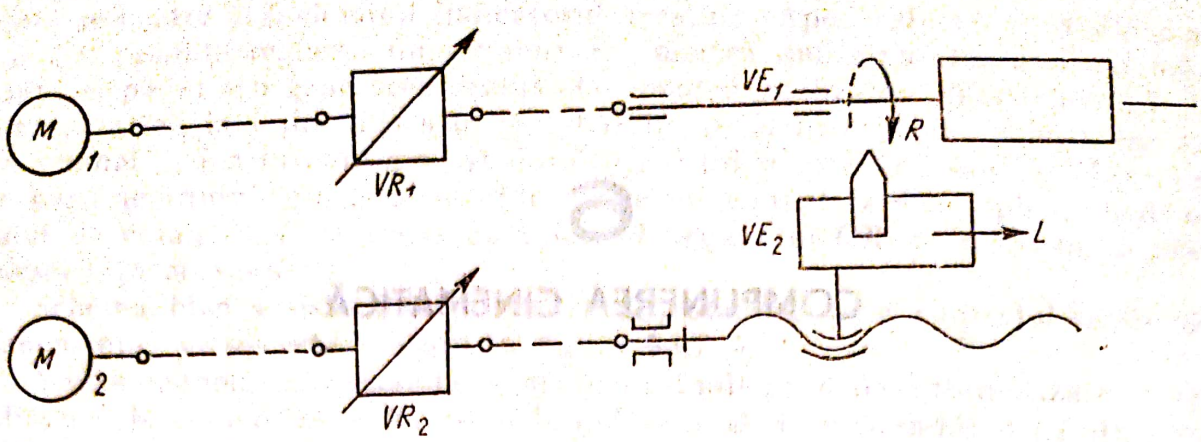


Fig. 6.1

însă nu se produc încă *ME* cu astfel de soluții. În figura 6.1 se reia exemplul cunoscut al realizării mișcării (*RL*) cu două *LC* deschise, soluție care se extinde și pentru strunguri, inclusiv cu comenzi automate a valorilor vitezelor *R* și *L*. „Închiderea" *LC* deschise, are loc de fapt prin comenzi, acolo unde nu există „mișcări" mecanice. Pentru a fi posibilă instalarea mișcării (*RL*) cu diferiți parametri, *LC* trebuie să conțină verigi reglabile (*VR*). Cu mijloacele tehnice actuale prin *LC* deschise se pot executa mișcări compuse cu traiectorii relative mai precise decît cu *LC* închise, însă și la diferențe de costuri.

6.1.2. Compunerea cu lanțuri cinematice închise

Este în prezent încă cea mai utilizată, în deosebi pentru mașini de prelucrat danturi și filete. Referirea „închiderii" este obișnuită pentru mijloace mecanice. Doarece s-au realizat și se utilizează și mijloace hidrostatice, „închiderea" se extinde și la acestea (mediul hidraulic transmite și el mișcări între verigi). Nu se consideră (prin obișnuință), „închiderile" materializate prin semnale electrice, în comenzi și în alimentarea *EMT*.

Numărul legăturilor cinematice și numărul *LC* închise necesare pentru realizarea unei *ME* compuse, depind de numărul de *ME* elementare sau componente și de numărul *VE*. La orice număr de *ME* elementare și *VE*, formarea *LC* și reglarea lor se bazează pe cazul care este și cel mai frecvent, anume al *ME* compuse din două *ME* elementare și cu 2 *VE*.

6.1.2.1. **Realizarea unei ME cu 2 componente și 2 VE.** Constituie un caz de bază deoarece prin multiplicarea sa se ajunge la *ME* cu cel mai mare număr de componente. Legătura funcțională, pentru acest caz, poate fi *liniară*, ceea ce se găsește la cele mai multe *MU*, sau *neliniară*, care este necesară mult mai rar. Forma generală a legăturii funcționale (*LF*) este:

$y=f(x)$, unde x este spațiul absolut parcurs de prima *VE*; y — spațiul absolut parcurs de a doua *VE*. (6.1)

Numerotarea verigilor se face după ordinea de parcurgere a *LC*. Dacă mărimile cinematice ale verigilor *LC* (ca de ex. viteze, rapoarte de transmitere etc.) se mențin constante în timp pentru un reglaj dat, atunci funcția (6.1) este liniară, adică se poate scrie:

$$y = \text{const. } x. \qquad (6.2)$$

Dacă mărimile cinematice nu se menţin constante, rezultă o legătură funcţională (LF) neliniară. Cu astfel de LF se prelucrează suprafeţe complexe, de exemplu cu profile date de curbe neliniare. Cele mai frecvente sînt LF liniare conform (6.2).

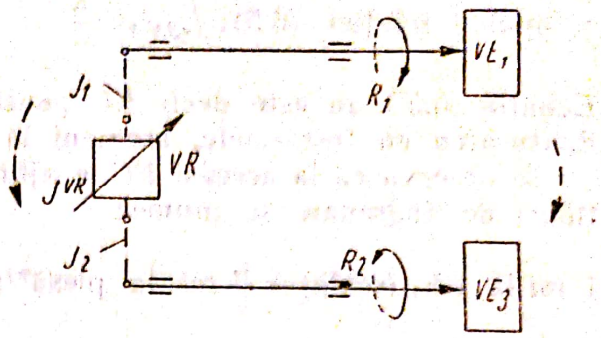


Fig. 6.2

După felul ME componente care antrenează VE, sînt 3 posibilităţi în realizarea compunerii LC şi deci a ME compuse şi anume:

a) — ambele VE efectuează ME elementare (componente) de rotaţie (R);

b) — o VE efectuează o ME elementară R şi una liniară (L):

c) — ambele VE efectuează ME elementare L.

Se observă că posibilităţile corespund la (RR), (RL) şi (LL). Se vor considera succesiv.

a) LC închis cu ambele VE efectuînd ME componente R, au diferite utilizări în MU: la maşini de danturat cu cuţit roată, cu freză melc — pentru „angrenarea" între sculă şi piesă, — în maşini de filetat etc. Schema simbolică este în figura 6.2. Pentru această posibilitate, LF (6.1) sau (6.2) devine: $\varphi_1 j_c j_{vR} = \varphi_2$; unde φ_1 este unghiul de rotire la VE_1; φ_2 — unghiul de rotire la VE_2, (6.3)

iar

$j_c = j_1 j_2$, unde j_1, j_2 sînt rapoarte constante.

Ecuaţia (6.3) este de fapt LF pentru ME compusă (RR). Pentru a se ajunge la ecuaţia cinematică, care să permită determinarea j_{vR} al VR, este necesar să se concretizeze procedeul de prelucrare la care este utilizat LC. Ca aplicaţie se consideră succesiv două procedee de danturare.

— La danturarea cu cuţit-roată (aceeaşi figură 6.2):

VE_1 este scula, are z_s — dinţi şi efectuează unghiul φ_1;

VE_2 este piesa, are z — dinţi şi efectuează unghiul φ_2.

Procedeul, deci angrenarea între sculă şi piesă impune egalitatea:

$$\varphi_1 \frac{z_s}{z} = \varphi_2, \qquad (6.4)$$

iar din (6.3) şi (6.4) rezultă: $j_c j_{vR} = \frac{z_s}{z}$. (6.5)

Relaţia (6.5) este ecuaţia cinematică (EC), de reglaj a LC pentru procedeul de danturare cu cuţit-roată, deci din care se calculează raportul VR, adică j_{vR}.

La danturarea cu freză-melc cilindrică (fig. 6.2):

VE_1 este scula, are K începuturi (dinţi) şi face unghiul φ_1;

VE_2 este piesa, are z dinţi şi face unghiul φ_2.

Deci $\varphi_1 \frac{K}{z} = \varphi_2$, (6.4')

și analog relației (6.5): $j_c j_{vR} = \frac{K}{z}$. (6.5′)

Ecuația (6.5′) nu este decît *EC* pentru reglarea lanțului de rostogolire la danturarea cu freză-melc, asemeni la (6.5).

Se observă că la aceeași *EC* se ajunge și pe baza considerentului (condițiilor) de angrenare și anume:

1 *rot* la VE_1 (scula) $\rightarrow \frac{z_1}{z}$ *rot* la piesă*); deci $1 j_c j_{vR} = \frac{z_1}{z}$,

și respectiv (6.6)

1 *rot* la VE_1 (scula) $\rightarrow \frac{K}{z}$ *rot* la piesă; deci $j_c j_{vR} = \frac{K}{z}$,

sau

1 *rot* la piesă $\rightarrow \frac{z}{K}$ *rot* la sculă; și $\frac{1}{j_c} \frac{1}{j_{vR}} = \frac{z}{K}$, ceea ce este evident aceeași

ecuație și la care se poate trece și direct prin formularea considerentului respectiv analog celor din (6.6). La concretizarea procedeului de prelucrare și la parcurgerea *LC* în formularea directă a considerentului, se pot lua evident și sensuri contrare, de la VE_2 la VE_1, deci invers sensurilor notate prin săgeți în figura 6.2, însă este obligatoriu, conform funcției *LC*, ca parcurgerea *LC* și a legăturii între cele două *VE* să se realizeze în același sens, deci în paralel, ceea ce funcțional înseamnă că *LC* realizează legătura pe care *VE* (că o transmisie reală în funcțiune) trebuie să o realizeze între ele, direct. Sensurile de parcurgere a *LC* nu se confundă cu sensul în care se consideră rapoartele *j*. Acestea se notează cu j_{vR}, j_c etc. pentru sensul fluxului de putere

și $\frac{1}{j_{vR}}$, $\frac{1}{j_c}$ etc. pentru sensul invers fluxului de putere. Stabilirea sensului fluxului de putere în *LC* ale *MU* necesită uneori o atenție mărită.

b) *LC* închis în care o *VE* efectuează o *ME* componentă *R* și altă *VE* o *ME* componentă *L*, caz foarte frecvent (strunjire, găurire, frezare etc.). Schema simbolică este în figura 6.3, *a*.

Deci conform *LF* (6.1) și (6.2) se poate scrie:

$\varphi_1 j_c j_{vR} u = L_2$, unde: L_2 este spațiul parcurs, în m; u — deplasarea unitară, în m.**) (6.7)

În mod analog celor de la varianta *a*) se consideră aplicația:

— Formarea elicei cu pasul *T*, în m (strunjire, filetare etc.). Din procedeu se impune (fig. 6.3, *a*).

$$\varphi_1 T = L_2, \tag{6.8}$$

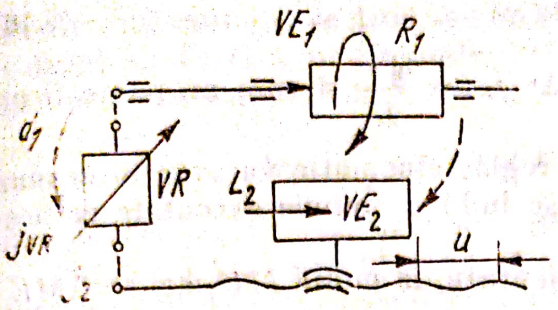
iar din (6.7) și (6.8) rezultă *EC*: $j_c j_{vR} u = V$, (6.9)

din care deasemeni se calculează j_{vR}, deci (6.9) este *EC* de reglaj. Analog celor precedente, se poate utiliza și considerentul:

1 *rot* la piesă (VE_1) $\rightarrow T$[m] deplasare la VE_2 (sania), (6.10)

*) Convențional, săgeata înseamnă „corespunde la...". A se vedea relația (3.7) din capitolul 3.1.3.
**) Aceeași notație ca în capitolul 2.4 și în capitolul 3.1.1, relația (3.4).

Scanned with OKEN Scanner



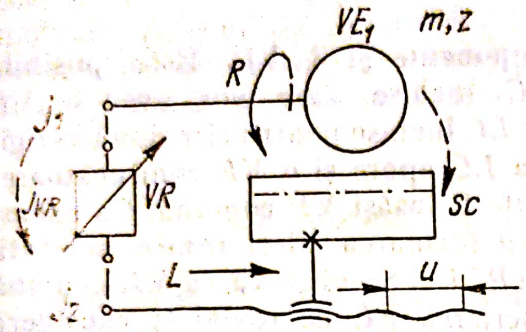


Fig. 6.3

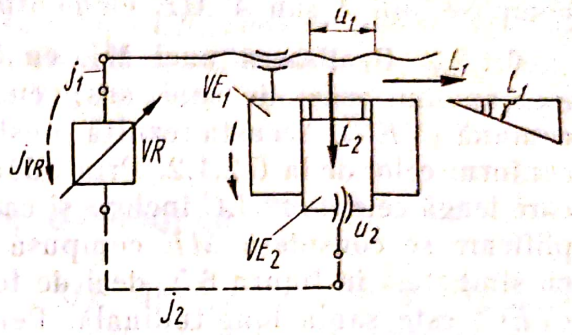


Fig. 6.4

sau $$1\, j_c\, v_R u = T,$$

ceea ce permite să se aprecieze că LF se exprimă logic prin aceste considerente. Se menţin valabile — ca dealtfel şi în continuare toate precizările făcute pentru sensurile de parcurgere a LC şi de notare a rapoartelor j. A doua aplicaţie:

— Danturarea cu cuţit cremalieră (fig. 6.3, *b*). Din procedeu se impune:

$$\varphi_1 \pi m z = L, \tag{6.11}$$

iar din (6.7) şi (6.11) rezultă analog:

$$j_c j_{vR} u = \pi m z, \tag{6.12}$$

deci EC din care se determină j_{vR} pentru reglarea lanţului de rostogolire la danturarea cu cuţit-cremalieră. Şi în această aplicaţie considerentul va fi:

1 *rot* la VE_1 (piesa) $\pi d = \pi m z$ deplasare la VE_2 (scula); (6.13)

din care:

$$1 j_c j_{vR} u = \pi m z, \text{ deci iarăşi (6.12).}$$

c) LC închis, în care ambele VE efectuează ME componente L, caz care apare la conizare (formarea generatoarei unui con la strung) la poziţionări în coordonate, la mesele maşinilor de frezat etc. Şi este simbolizat în figura 6.4, în care s-a notat cu:

L_1; L_2 — deplasările VE-lor VE_1 şi VE_2

u_1 şi u_2 — deplasările unitare pentru S-P la VE_1 şi la VE_2.

Deci LF (6.2) devine: $$L_1 j_c j_{vR} = L_2. \tag{6.14}$$

Şi considerînd ca aplicaţie formarea conului (conizarea), din procedeu se impune (fig. 6.4):

$$L_1 \operatorname{tg} \gamma = L_2; \tag{6.15}$$

Scanned with OKEN Scanner

$$j_c j_{vR} = \operatorname{tg}\gamma; \tag{6.16}$$

și deci:

EC din care deasemenea se calculează: $j_{vR} = \frac{\operatorname{tg}\gamma}{j_c}$ și care nu poate fi un număr exact. Deci un con executat prin reglaj cinematic va avea totdeauna erori de unghi și de aceea conurile care se îmbină trebuie executate cu același j_{vR}.

Pe lîngă *ME* compuse din 2 *ME* elementare, la multe *MU* mai sînt *ME* compuse din 3 sau 4 *ME* elementare.

6.1.2.2. **Realizarea unei ME cu 3 componente și 3 VE.** Este posibilă (extrapolînd cele de mai sus) cu 2 *LC* închise, care vor avea o *VE* comună (*VEC*). Aceasta rezultă construind *LC* închise pentru cîte două verigi, conform celor de la 6.2.1.2. Prin adăugarea *LC* apare și o *VE* conducătoare, care leagă cele două *LC* închise și care poate fi însăși *VE* comună. Ca exemplificare se consideră *ME* compusă pentru formarea elicei conice, schițată cu simboluri în figura 6.5, deci de forma (*RLL*). Se observă că *VE* comună (*VEC*) este sania longitudinală. Pentru scrierea *EC* de reglaj se consideră cele 2 *LC* închise cu *VEC* în fiecare, conform celor de la punctul 6.1.2.1, adică analog la (6.9) și respectiv (6.14) se obține:

$$j_c j_{vR1} u_c = T \quad \text{și} \quad L_c j_c' j_{vR3} = L_3, \tag{6.17}$$

EC din care se determină j_{vR1} și j_{vR3}. Analog, pe baza celor din 6.1.2.1 se stabilesc *EC* și pentru alte procedee.

6.1.2.3. Realizarea unei *ME* cu 4 componente și 4 *VE*, se obține în mod analog. Ca exemplu se consideră *ME* compusă pentru detalonarea tarozilor conici. Vor fi necesare deci 3 *LC* închise, și 2 *VEC*, *LC* luînd mișcarea unul de la altul. Schema cu simboluri este în figura 6.6. Se observă că rapoartele j_{vR} rezultă respectiv din *LC*:

$$j_{vR1} - \text{din}\left[\frac{VEC1}{VEC2}\right]; \quad j_{vR3} - \text{din}\left[\frac{VEC2}{VE3}\right]; \quad j_{vR4} - \left[\frac{VEC1}{VE4}\right].$$

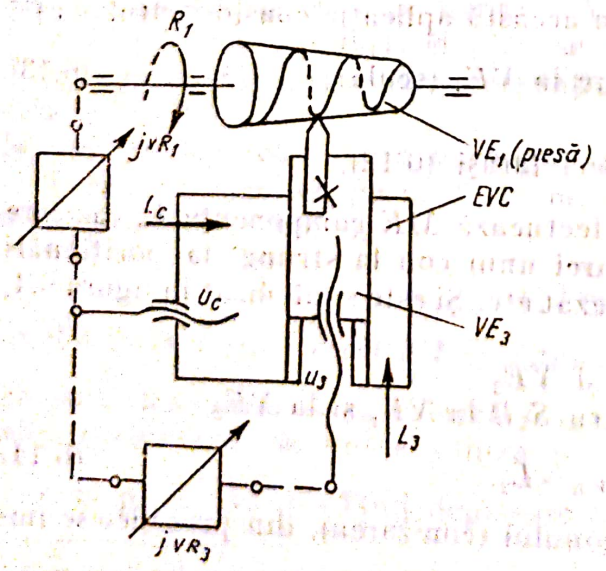


Fig. 6.5

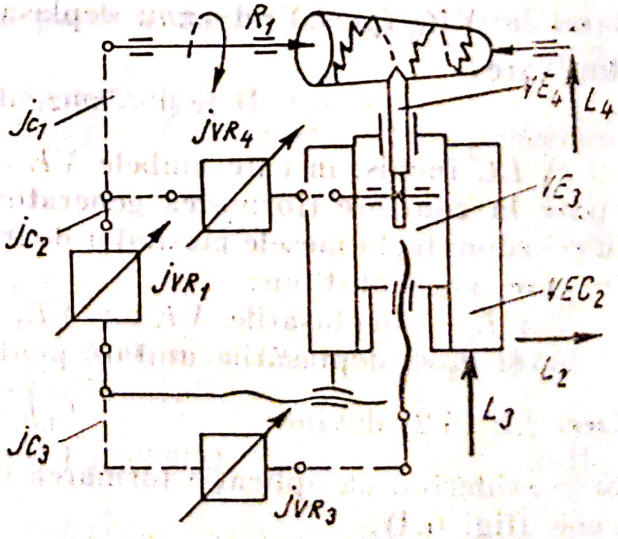


Fig. 6.6

Pentru ultimul *LC* se ține seamă de forma camei *CA* (deci de numărul de ridicări a acestuia pe circumferință) și de numărul z — dinți care trebuie detalonat la tarod. Adică, la o ridicare a camei

$$j_{VR4}=\frac{z}{j_{c1}} \text{ și la 2 ridicări: } j_{VR4}=\frac{z}{2j_{c1}}; \qquad (6.18)$$

iar pentru j_{VR1} și j_{VR3}, determinările sînt complet analoage.

Din 6.1.2.1. ... 3 se observă că s-a considerat o singură sursă de mișcare (nereprezentată în figurile 6.2 ... 6.6), însă este posibil să fie de exemplu două motoare, cu condiția ca turațiile lor să satisfacă *LF*. Deși mijloacele tehnice actuale permit satisfacerea condiției, nu sînt încă utilizate astfel de soluții. Recurgîndu-se la un singur motor, apar și *BC* prin care „se leagă" *LC* închise.

6.2. Formarea grupelor cinematice (GC)

Acestea se compun din 2 sau mai rar 3 *ME*, din care de regulă cel puțin una este la rîndul său compusă din 2 *ME* componente sau elementare și sînt destinate, asemeni *LC* simple, pentru formarea suprafețelor, — pătrundere, — mișcări ajutătoare, — periodice. Frecvent *GC* pentru formare realizează și pătrunderea, fiind cele mai complexe. *GC* pentru *MP* și pentru mișcări ajutătoare se reduc de multe ori numai la *LC* respectiv (L_{mr} și L_{pd}). În compunerea *GC*, pentru formarea suprafețelor (acesta necesitînd o analiză specială), se pot deosebi două situații, în funcție de existența sau nu a unui număr de *VE* (Nr_{VE}) care să corespundă numărului de *ME* (Nr_{ME}) libere și componente.

6.2.1. Lanțurile cinematice componente a unui număr egal de mișcări executante și verigi executante

Se dispune deci în *LC*, închise sau deschise, de cîte o *VE* pentru fiecare *ME* liberă sau componentă. În această situație *GC* se formează prin simpla adițiune a *LC*, fără a interveni alte elemente. Ca exemple se consideră grupul pentru formarea prin frezare a suprafeței elicei, respectiv de frezare a filetului — figura 6.7. *LC* componente realizează 2 *ME* și anume:

— 1 *ME* liberă, R_1 principală, cu un *LC* deschis, și *VR* cu i_v;

— 1 *ME* compusă (R_2L_2) cu piesa VE'_2 executînd R_2 și sania VE''_2 executînd L_2, mișcare reglabilă prin *VR* cu i_x. *EC* ale lanțurilor se scriu conform celor din paragraful 6.1. Se observă că se obține funcționalitatea *GC* fără schimbări în *LC*. Aceasta este o situație simplă, care satisface mai multe procedee.

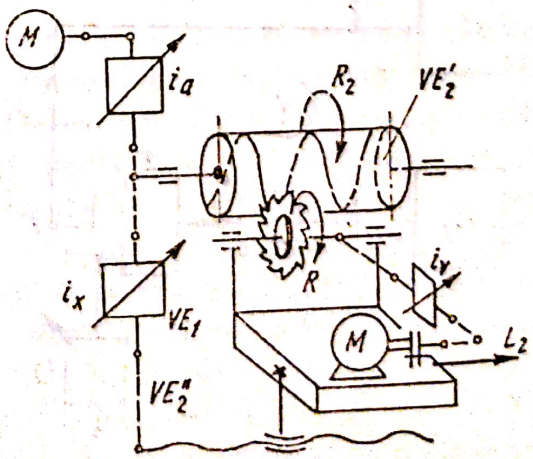


Fig. 6.7

6.2.2. Lanțurile cinematice componente care au o verigă executantă mai puțin

Acestea sînt LC care au $Nr_{ME} = Nr_{VE} - 1$, ceea ce impune ca o VE să fie comună, însă nu în cadrul aceleiași ME compuse (ca în figurile 6.5 și 6.6), ci între două ME diferite și ca va trebui să execute suma algebrică a ME componente care îi revin. Deci GC va rezulta prin o compunere diferită. Situația se întîlnește îndeosebi la mașinile de danturat și compunerea se realizează prin:

— însumarea ME libere sau componente a VE comune cu ajutorul unui mecanism de însumare (MS) — notat cu Σ;

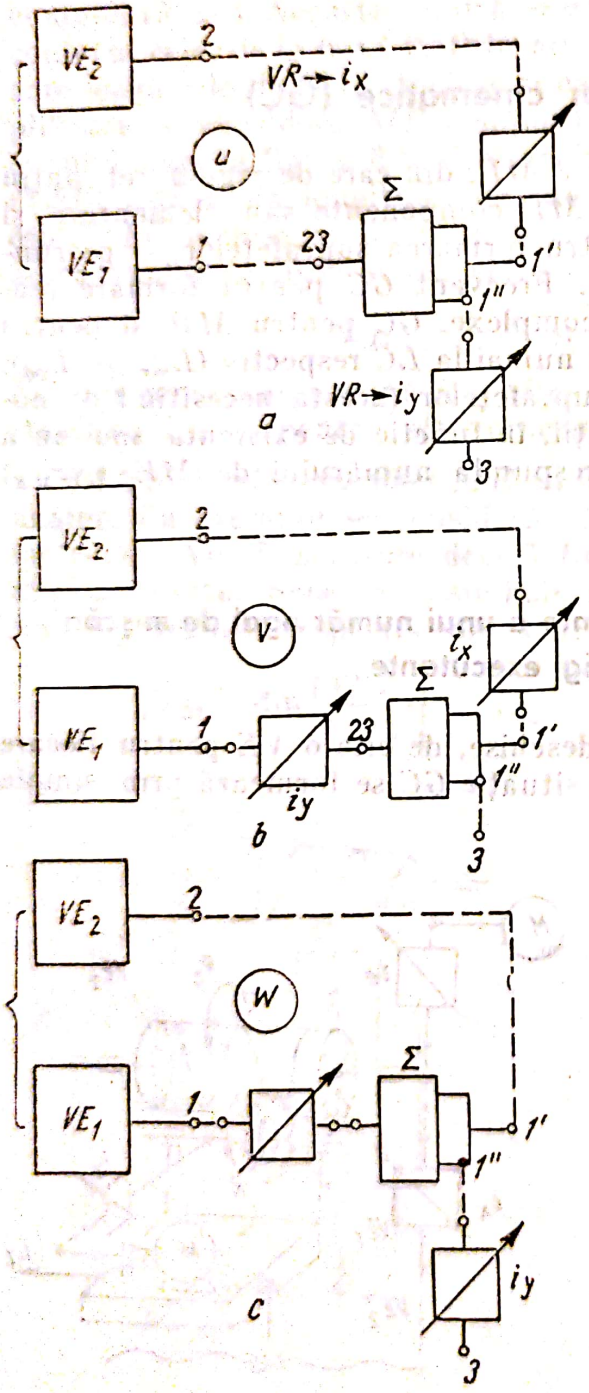


Fig. 6.8

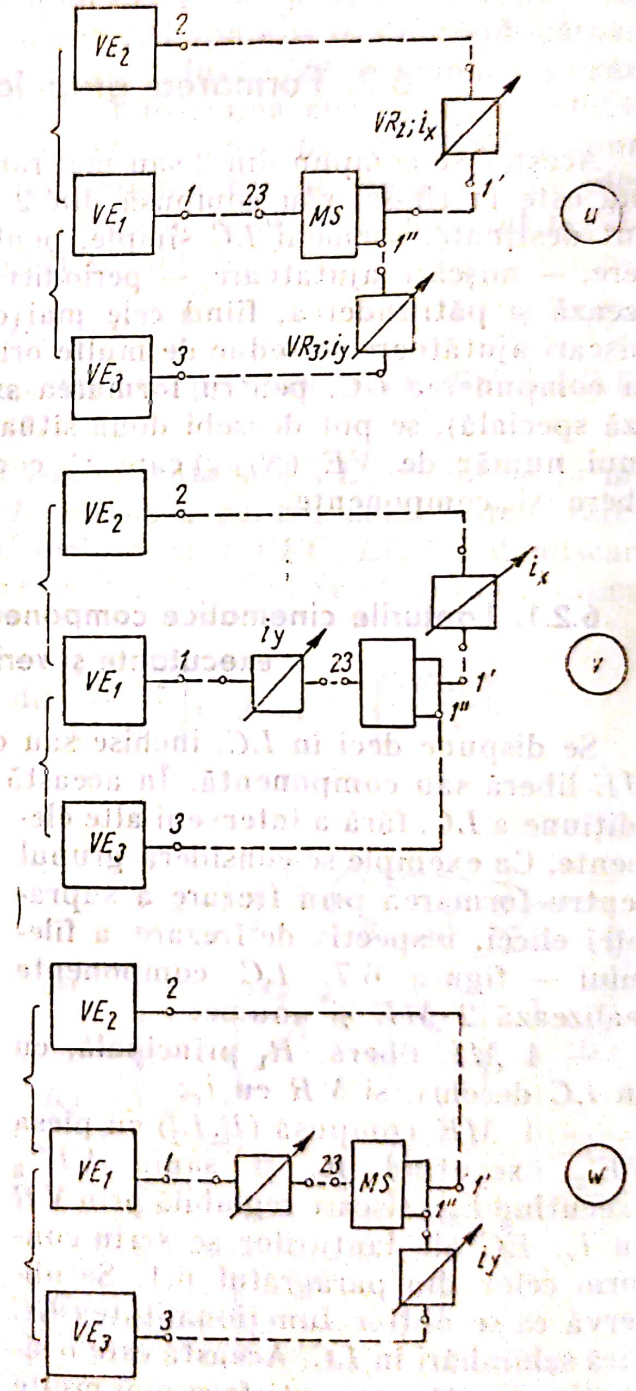


Fig. 6.9

Scanned with OKEN Scanner

— stabilirea unei *LF* corespunzătoare între *VE* existente, adică fără *MS*. Se reiau succesiv cele două moduri de formare.

6.2.2.1. **Formarea cu MS.** Este aplicată cînd *ME* ale *GC* au: un *LC* închis și unul deschis, sau 2 *LC* închise.

Primul caz, cînd se compune un *LC* deschis și unul închis, are reprezentate variantele posibile în figura 6.8. Fiind 3 *ME* componente, vor fi deci 3—1=2 *VE*, respectiv VE_1 și VE_2. Se consideră că veriga comună este VE_1. Lanțul închis al *ME* compuse se reglează cu *VE* notată i_x, iar lanțul deschis cu *VR* notată i_y. Fiecare *LC* avînd cîte o *VR*, la compunere apar posibile 3 variante de plasare a *VR*, variante reprezentate în figura 6.8, *a*, *b* și *c* și care sînt notate cu *u*, *v* și *w*. Astfel *VR* i_x se poate plasa pe porțiunea de *LC* 2—1′ sau pe 1—23, iar *VR* i_y pe 3—1″ sau pe 1″—1. În toate trei variantele — *u*, *v*, *w* — fiecare *VR* își poate îndeplini rolul. Deci din punct de vedere general-teoretic — variantele sînt egale. La deducția *EC* concrete (aplicate la procedeu) se va constata însă că una este mai avantajoasă din punct de vedere al posibilităților de reglaj. Asemenea compunerilor pentru o singură *ME* compusă, se poate utiliza un motor sau 2 motoare. Este însă mai simplu să se recurgă la o singură sursă de mișcare.

În al doilea caz, se compun 2 *LC* închise, cu *ME* compuse fiecare din cîte 2 *ME* componente sau elementare. Numărul *VE* este 4—1=3 și deci o *VE* comună respectiv VE_1 (fig. 6.9). *LC* cu VE_1 și VE_2 se reglează prin *VR* notată cu i_x, iar *LC* cu VE_1 și VE_3 prin *VR* notată cu i_y. La compunere *VR* i_x se poate plasa pe porțiunea 2—1′ de *LC* (varianta *u*) sau pe 1—23 (varianta *w*), iar *VR* i_y pe porțiunea 3—1″ (varianta *u*) sau pe 1—23 (varianta *v*). Rezultă deci ca posibile 3 variante — *u*, *v*, *w*, în figura 6.9 — și de asemenea în toate trei, fiecare *VR* își menține egală „puterea de reglare". La aplicația însă pentru un procedeu concret și la scrierea *EC* de reglaj se va constata analog că una din variante (anume *w*) este mai avantajoasă. Fiind 2 *LC* se poate recurge la unul sau la 2 motoare, ambele posibilități fiind aplicate practic în *MU* și exemplificate pentru varianta *w* în figura 6.10. În cazul a 2 motoare, acestea se conectează la cele două *LC*, ca să dea cît mai direct mișcarea la *VE* separate și totodată să existe de la fiecare o posibilitate de reglaj a vitezei, deci încă cîte o *VR* așa cum se vede în figura 6.10, *a* notată cu w_s, o mișcare fiind principală, una din *VR* notată cu i_v va regla viteza de așchiere și a doua i_s un avans, „de rostogolire" o viteză a *LC* închis. Cu un singur motor, apar 2 „subvariante", din modul cum se leagă cu *VR* pentru avans — i_s, date în figura 6.10, *b* și *c*, respectiv direct de la motor ca în subvarianta notată w_n sau direct între cele 2 *VE*, adică VE_1 și VE_2, ca în subvarianta notată w_f. În ultima se realizează o legătură mai scurtă și între viteze a verigilor apropiate ca ordin de mărime, deci un lanț de avans scurt și fără rapoarte reductoare (așa cum este necesar la w_n) De aceea subvarianta w_f este cea

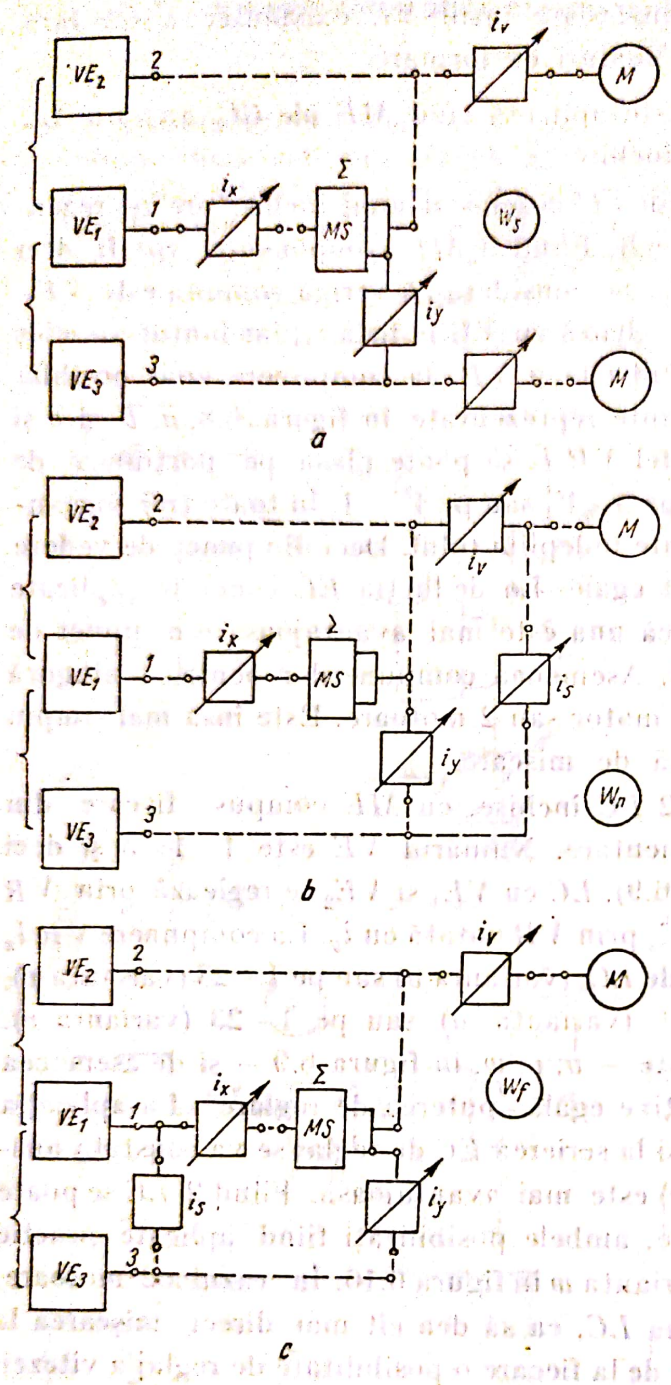


Fig. 6.10

utilizată, la construcțiile cu un singur motor de antrenare a *GC* de formare a suprafeței. Se reține deci că din varianta *w* avantajoasă cinematic, se utilizează mai mult w_s și w_f.

Pentru o aplicație a compunerii unei *GC* de formare a suprafeței, se consideră procedeul de danturare cu frează-melc, notîndu-se *VE* și mișcările cum se vede în figura 6.11, pentru cazul mai general al dinților elicoidali (greșit denumiți și „înclinați"). Procedeul are 2 *ME* compuse fiecare din cîte 2 *ME* componente și anume: $(R_{12}R_2)$ — care realizează rostogolirea (angrenarea) între sculă și piesă formînd profilul în evolventă al dinților și apoi $(R_{13}L_3)$ — care formează pe piesă elicea „liniei dinților" elicoidali. Cele trei *VE* sînt — piesa — VE_1, freza-melc — VE_2 și sania sculei — VE_3. Piesa este *VE* comună și deci ea va trebui să execute mișcările R_{12} și R_{13} simultan, adică suma lor algebrică: $R_{12}+R_{13}=R_1$. Introducînd *MS* și *VR* conform variantei *w* (fig. 6.9) se obține schema *GC* pentru formarea suprafeței la danturarea cu frează-melc, din figura 6.12, *a*. Introducînd un motor conform subvariantei w_f se obține schema din figura 6.12, *b* și cu 2 motoare schema din figura 6.12, *c*, deci w_s. Aplicația pentru compunerea dintr-un *LC* închis și unul deschis este evident mai simplă.

6.2.2.2. Formarea fără MS. Este denumită și „prin însumare fără diferențial", necesită introducerea *LF* pentru a se asigura parcurgerea de către *VE* a acelorași spații ca și în cazul însumării cu *MS*. Pentru aceasta trebuie însă să se îndeplinească 3 condiții:

— să existe o singură sursă comună de mișcare;
— vitezele tuturor *VE* să fie uniforme în timpul lucrului;
— mișcările să fie concomitente și de durate egale.

Scanned with OKEN Scanner

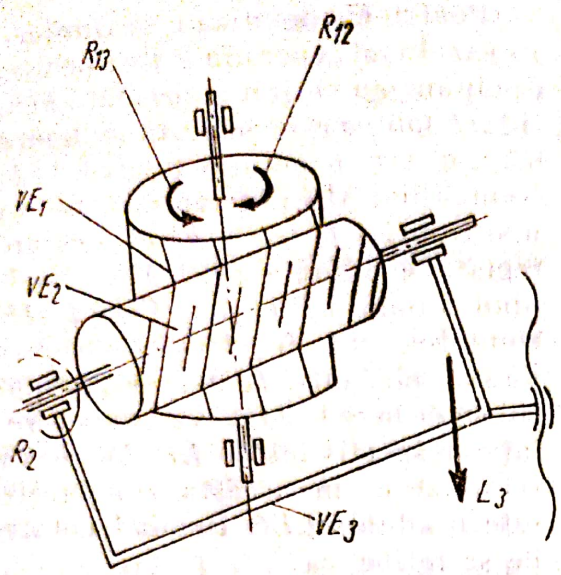
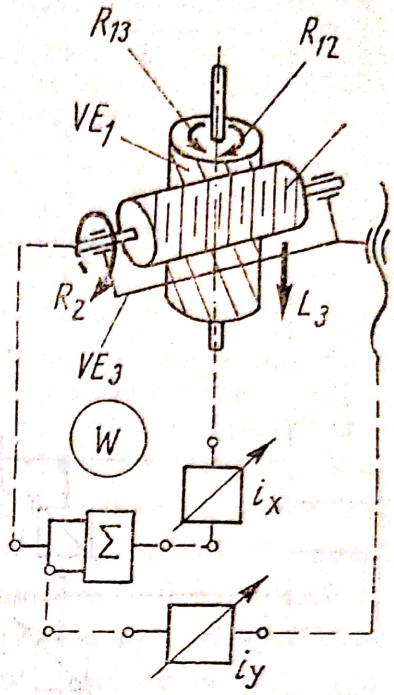
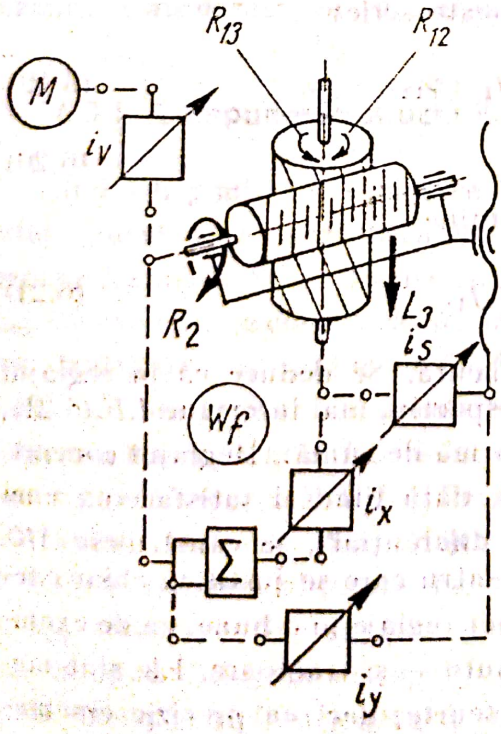


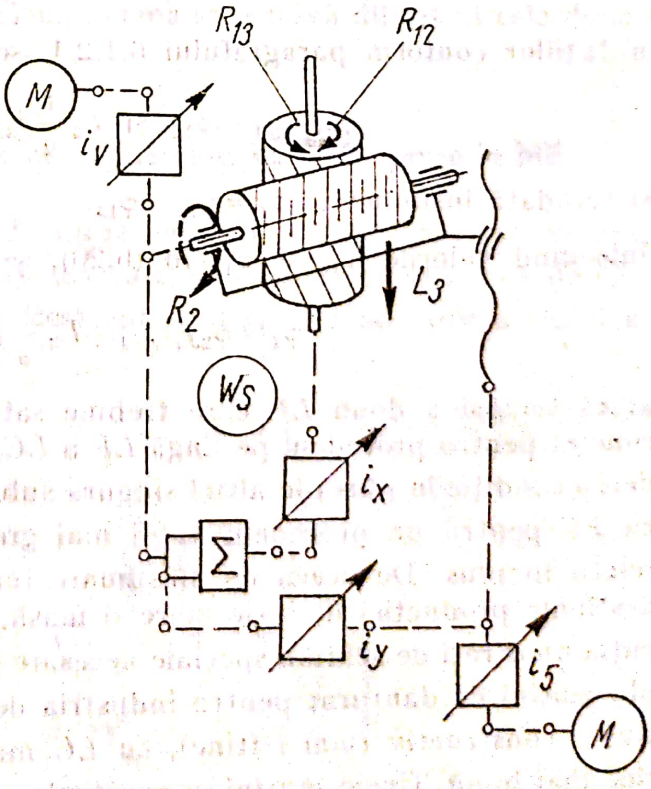
Fig. 6.11



a



b



c

Fig. 6.12

Scanned with OKEN Scanner

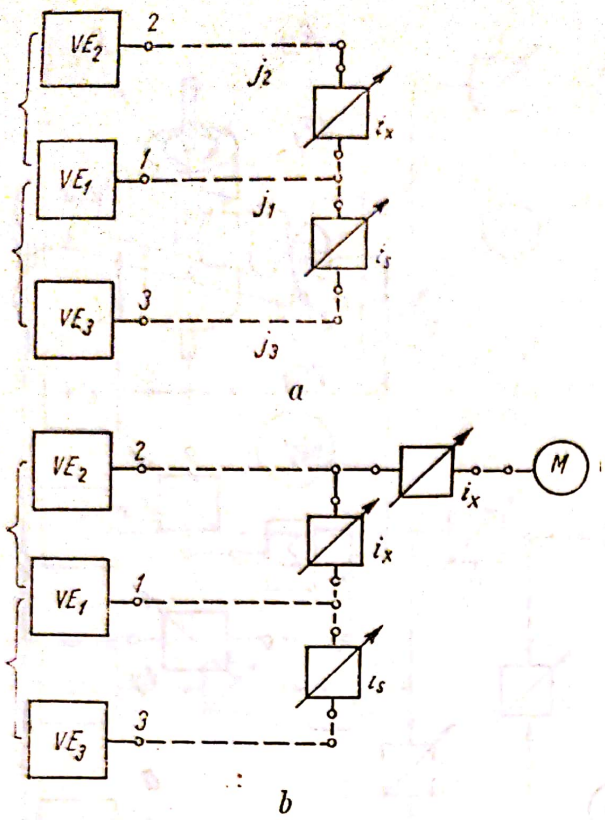


Fig. 6.13

Pentru exemplificare se consideră cazul mai general a 2 LC închise. Compunerea obținută, deci fără MS, și fără motor este schițată în figura 6.13, *a*, iar cu motor în figura 6.13,*b*. Nemaifiind MS (diferențial), nu va mai fi nici VR i_y, a cărei mișcare reglată se însuma prin MS, rămînînd numai VR i_x și i_s. Cele 2 ME compuse, vor fi efectuate corect numai dacă între LF (sau legile spațiilor) de la ce le 2 LC, va exista o relație, respectiv încă o LF. De aceea se spune că în această compunere este o „dublă LF". Reluînd notațiile se reține că:

VE_2 — efectuează o ME componentă de R, anume R_2

VE_3 — efectuează o ME componentă de L, anume L_3

VE_1 — efectuează 2 ME simple de R-R_{12} de la VE_2 și R_{13} de la VE_3 — direct la valoarea sumei $R_1 = R_{12} + R_{13}$.

j_1, j_2, j_3 — rapoartele constante conform figurii 6.13, *a*, și restul notațiilor conform paragrafului 6.1.2.1, se poate scrie:

$$\varphi_2 j_2 i_x j_1 = \varphi_{12} \quad \text{și} \quad L_3 \frac{1}{u} j_3 j_s j_1 = \varphi_{13}; \tag{6.19}$$

și totodată însumarea: $\varphi_1 = \varphi_{12} + \varphi_{13}$. (6.20)

Înlocuind valorile φ_{12} și φ_{13} în (6.20), se obține:

$$\varphi_1 = \varphi_2 j_2 i_x j_1 + L_3 \frac{1}{u} j_3 j_s j_1, \tag{6.21}$$

adică tocmai a doua LF care trebuie satisfăcută. Se deduce că la reglajul concret pentru procedeu, pe lîngă LF a LC respectiv, mai intervine LF (6.21), deci o condiție în plus (de altfel singura sub formă de sumă). Reglajul concret, cu EC pentru un procedeu, va fi mai greoi, dată fiind și satisfacerea unei relații în plus. De aceea cu „însumare fără diferențial", se construiesc MU destinate producției de serie mare și masă, pentru care se justifică chiar execuția unor roți de schimb speciale necesare unor reglaje mai bune, ca de exemplu mașini de danturat pentru industria de auto — și tractoare. Ele sînt mai simple constructiv (mai ieftine), cu LC mai scurte, deci cu precizie cinematică mai bună. Unele mașini se construiesc astfel ca să se poată regla „cu sau fără diferențial", ceea ce le permite două avantaje, cu oarecare cost suplimentar. Se mai observă că introducerea motorului nu se mai face în variante.

Scanned with OKEN Scanner

Formarea *GC* din mai mult de 2 *ME* compuse fiecare din 2 *ME* componente (eventual mai mult), este posibilă pe baza acelorași raționamente (asemeni compunerii *LC* pentru o singură *ME* compusă din 3 sau 4 *ME* componente), dar foarte puțin probabil de a fi utilizată la *MU*.

6.3. Compunerea structurilor cinematice (SC)

Ciclul de lucru al unei *MU*, este realizat de către totalitatea *LC* și a *GC* necesare *ME* de formare, pătrundere, periodice, ajutătoare. Acest ansamblu cinematic al mașinii se numește convențional *structură cinematică* (*SC*) și va cuprinde grupele și lanțurile menționate. Asemeni însă formării *GC* și la formarea *SC* apar cazuri deosebite de compunere, datorită îmbinării unor grupe și lanțuri cu destinații și caracteristici diferite. Aceasta nu este însă la toate *MU*. Unele, ca de exemplu cele de broșat sînt foarte simple din punct de vedere cinematic. Sînt deci diferite grade de compuneri și complexitate. O compunere mai simplă a fost prezentată la *LC* pentru mișcări ajutătoare (paragraful 3.1.2) și respectiv la îmbinarea mersului rapid cu cel de lucru. Sînt și compuneri cu mai multe *LC* și chiar cu *GC* dar la care nu apar cazuri deosebite. Aceste apot apărea însă la compunerea *GC* de formare a suprafeței cu *LC* pentru mișcare periodică sau de divizare (L_{pd}), respectiv se pot deosebi: cazul în care *VE* a *MP* nu ia parte în *ME* de formare a suprafeței și în care ia parte la *ME* de formare. Compunerea se rezolvă diferit în cele două cazuri, considerate în următoarele:

6.3.1. Compunerea structurilor cinematice cînd VE nu ia parte la ME

Cînd *VE* a mișcării periodice (*MP*) nu ia parte la *ME* de formare a suprafeței, lanțul de mișcare periodică sau divizare (L_{pd}) este independent de *GC* pentru formare. *SC* se formează în acest caz prin simpla adițiune a *GC* și a L_{pd}. Ca exemplu se consideră *SC* pentru danturarea cu freză de profil (fig. 6.14). *GC* de formare a suprafeței e compusă numai din 2 *LC* deschise, care dau *ME* compusă (R_1L_2), fiecare *LC* avînd motorul său. Mișcarea periodică R_3 este obținută cu M_3 și L_{pd} respectiv. *GC* de formare și L_{pd} compun *SC* prin adăugare (la acest exemplu și fără legături), coordonarea mișcărilor efectuîndu-se din comenzi. Un astfel de caz se întîlnește însă la puține *MU*.

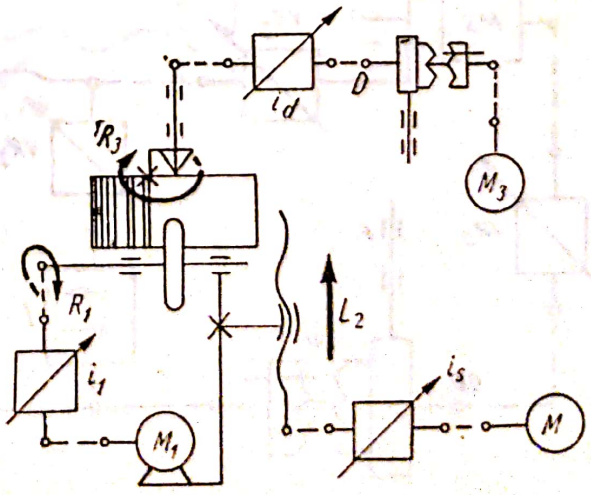


Fig. 6.14

Scanned with OKEN Scanner

6.3.2. Compunerea structurilor cinematice cînd VE ia parte la ME

Cînd VE a MP ia parte în ME de formare a suprafeţei, compunerea GC de formare şi un L_{pd} se face în trei moduri care se numesc: paralel, succesiv şi prin dezmembrarea grupelor.

6.3.2.1. **Compunerea paralelă.** Se obţine utilizînd MS, prin care se leagă lanţul ce duce la VE cu cel de divizare sau MP. Ultimul are o sursă separată de mişcare, sau o primeşte printr-un cuplaj pentru durată MP, mişcare ce se adună prin MS şi se transmite la VE, deci în paralel, în timp ce se continuă şi transmiterea mişcării pentru formarea suprafeţei. De aci şi denumirea de „compunere paralelă". Ca exemplu se consideră formarea unei SC pentru o maşină de rectificat melci, reprezentată în figura 6.15. La aceasta ME compusă (R_2L_3) pentru formarea suprafeţei realizează elicea filetului, iar prin MP (de divizare) R_4 se trece de la un început la altul, orice maşină de rectificat filete fiind necesar să dispună de această posibilitate. Tot în grupa de formare este inclus prin adunare şi LC al mişcării principale R_1, dar a cărui VE nu are legătură cu MP, în sensul că se continuă cu aceiaşi parametri. Atunci cînd se comandă divizarea, se scoate fixatorul deblocînd discul de divizare DD, se cuplează prin CU sursa de mişcare şi se ridică păpuşa pietrei de rectificat cu tot LC pentru R_1, astfel ca piatra să iasă din canalele filetului. Imediat după aceste faze începe transmiterea MP prin MS, respectiv a mişcării R_4, iar VE va efectua mişcarea $R_{VE}=R_2+R_4$. Se menţine deci în paralel o mişcare compusă ($R_{VE}L_3$) de formare a unei elice.

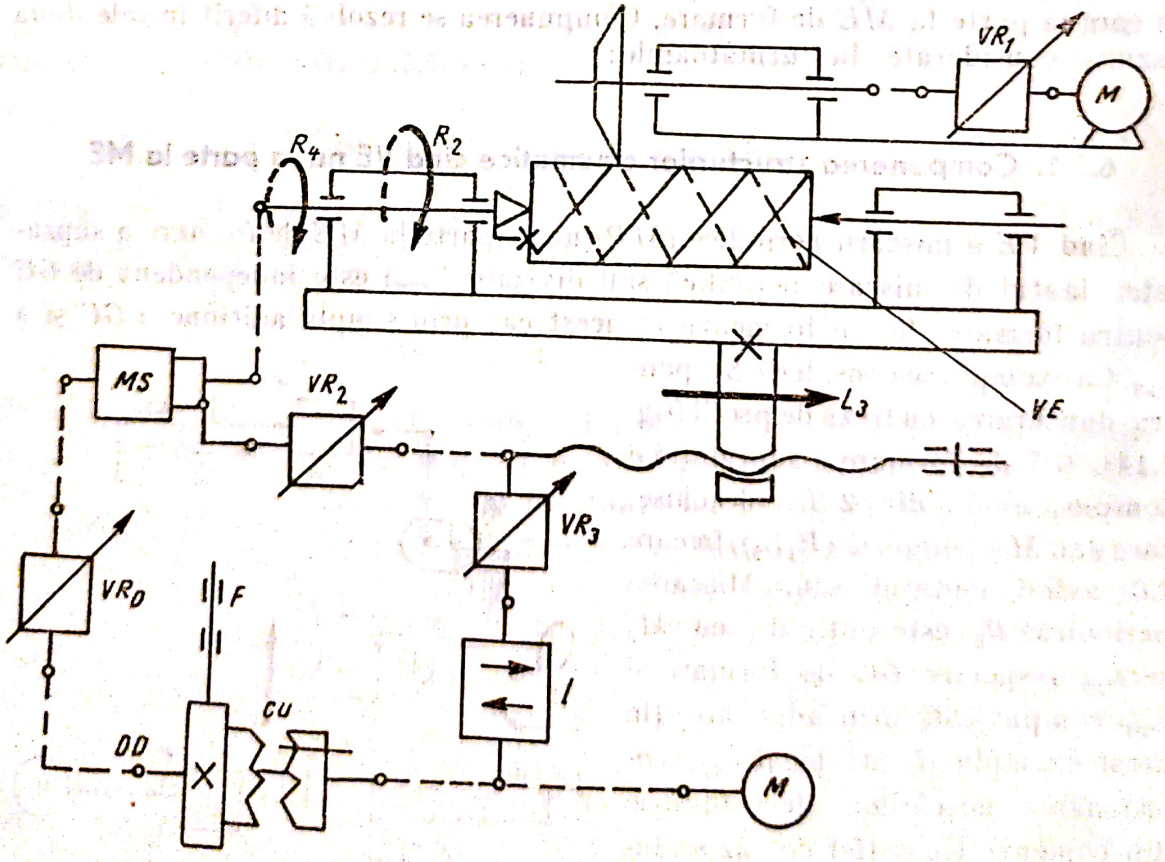


Fig. 6.15

După terminarea MP, cuplajul se deschide, fixatorul blochează discul de divizare DD, păpușa pietrei revine și aceasta intră în canalul următor al filetului, deci pe elicea următoare. Între timp s-a întrerupt și R_4, iar MS a redevenit o transmisie simplă. Se reîncepe deci formarea elicei prin (R_2L_3), care se reglează cu VR_2. Viteza de generare a elicei (avansul) se reglează prin VR_3, iar inversorul I permite revenirea mesei cu piesa (VE) pentru trecerea următoare de rectificare. Prin formarea SC include toate LC și cu toate verigile necesare realizării ciclului MU.

6.3.2.2. **Compunerea succesivă.** Nu mai menține ME compusă pentru formarea suprafeței în timpul MP, ci o întrerupe. Se efectuează astfel succesiv, de către VE, mișcări pentru formare și MP, de unde denumirea de compunere succesivă. Se va considera același exemplu al mașinii de rectificat melci, menținîndu-se fazele coordonate de comanda mașinii. Deoarece la VE nu se transmite o MP (cum era R_4 la metoda paralelă), discul DD nu va mai fi antrenat. Deci în compunere intră un L_{pd} ca în figura 3.6, d, cu „rămînerea în urmă" sau chiar oprirea VE. Mișcarea de divizare L_4 (fig. 6.16) va avea loc de fapt prin continuarea mesei, în timp ce VE „rămîne în urmă". Se observă din figura 6.16 că și în acest caz s-a recurs la MS care are rolul de a transmite mișcarea la DD ca urmare a momentului rezistent mai mare spre VE, ceea ce este în fond tot o însumare algebrică (mai pot fi mici mișcări și la VE). Fiind o succesivitate în mișcări, MS ar putea

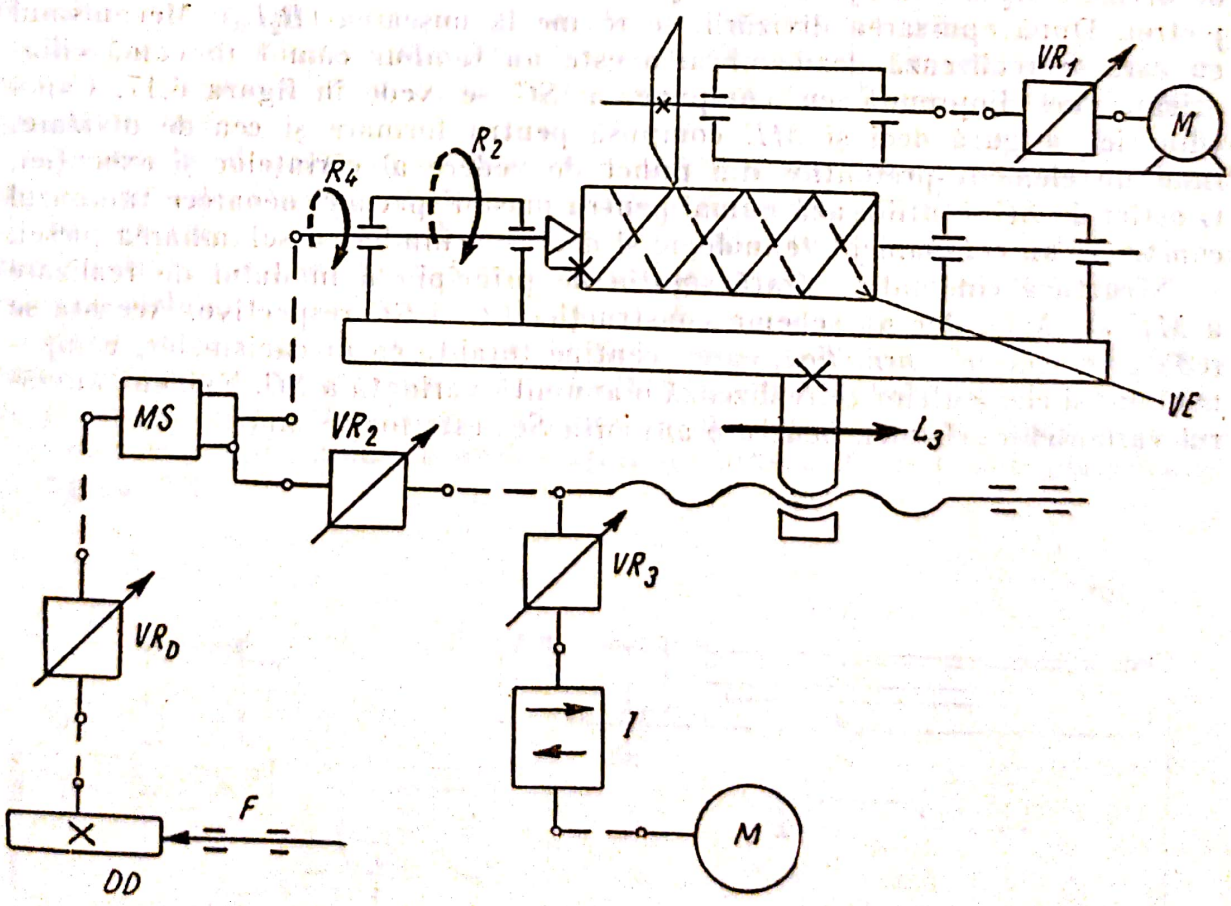


Fig. 6.16

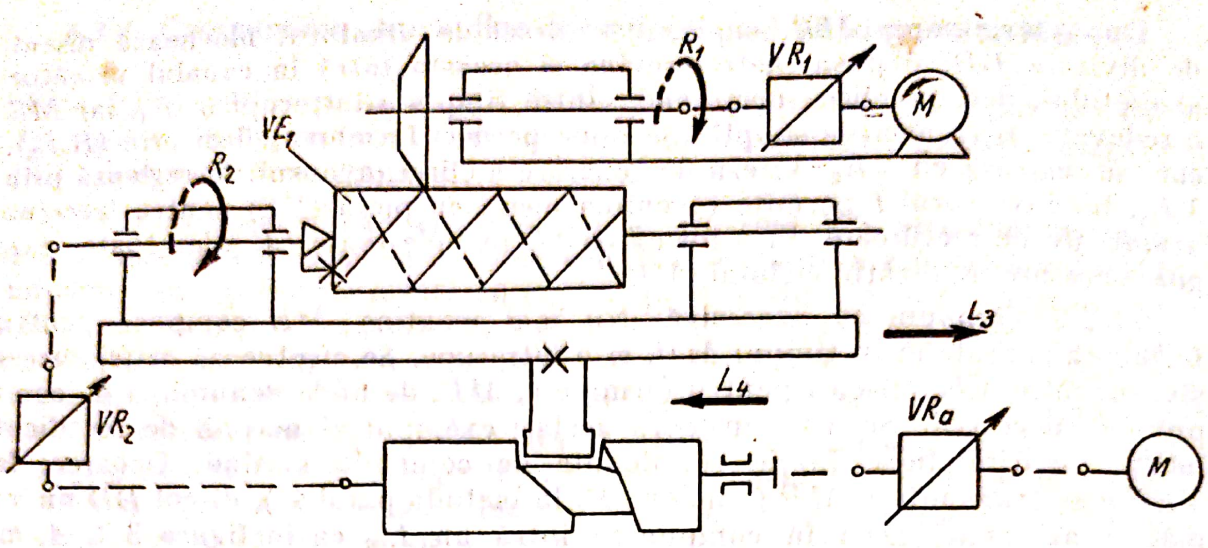


Fig. 6.17

fi înlocuit (teoretic) cu 2 cuplaje, însă prin ruperea lanțului (și alunecări) între VR_2 și VE apar erori neadmisibile.

6.3.2.3. **Compunerea prin dezmembrarea grupelor.** Recurge la despărțirea în două a GC pentru formarea suprafeței, respectiv a LC pentru elice. Adică pe durata divizării mișcarea (R_2L_3) se descompune într-o mișcare de divizare R_2 și una ajutătoare L_4. Evident în același timp se ridică păpușa pietrei. După epuizarea divizării, se revine la mișcarea (R_2L_3). Mecanismul cu care se realizează dezmembrarea este un tambur camat (o camă cilindrică), care împreună cu compunerea SC se vede în figura 6.17. Cama cilindrică asigură deci și ME compusă pentru formare și cea de divizare, fiind un element pretențios din punct de vedere al cerințelor și execuției. O astfel de SC se utilizează numai pentru mașini speciale, deoarece tamburul constituie un echipament tehnologic și deci se schimbă cu schimbarea piesei.

Structura cinematică arată soluția de principiu a modului de realizare a ME ale MU, dar nu schema construcției LC și GC respective. Aceasta se redă prin *schema cinematică*, care conține totalitatea mecanismelor, componentelor și elementelor ce realizează o anumită variantă a SC. Evident numărul variantelor schemei, pentru o anumită SC, este foarte mare.

7

MAȘINI DE BROȘAT

Broșarea este o operație de mare productivitate efectuată pe mașini avînd o singură mișcare de lucru — mișcarea principală.

Prin broșare se pot prelucra găuri de diferite secțiuni, canale drepte sau elicoidale, suprafețe exterioare sau interioare etc.

În afară de productivitatea ridicată, prelucrarea prin broșare mai asigură o precizie dimensională și de formă bună și o calitate ridicată a suprafeței prelucrate.

Mașinile de broșat au o funcționare simplă și nu necesită personal de calificare înaltă.

Ca dezavantaj al procedeului se menționează costul ridicat și durabilitatea relativ scăzută a sculei, ceea ce face ca operația să fie rentabilă numai în fabricația de serie sau la prelucrări care se repetă des.

Mașinile de broșat se clasifică în funcție de suprafețele pe care le prelucrează în: mașini de broșat interior, mașini de broșat exterior și mașini de broșat universale.

În funcție de direcția după care se execută mișcarea principală se disting mașini de broșat orizontale și mașini de broșat verticale.

În general mașinile de broșat au o funcționare discontinuă existînd o cursă activă, cînd se execută prelucrarea și o cursă de revenire în vederea reluării ciclului.

Există însă și mașini de broșat speciale cu acțiune continuă, la care mișcarea principală nu se întrerupe, alimentarea cu semifabricate și scoaterea de pe mașină a pieselor finite realizîndu-se în timpul mersului mașinii.

Construcția principială a unei mașini de broșat interior este prezentată în figura 7.1.

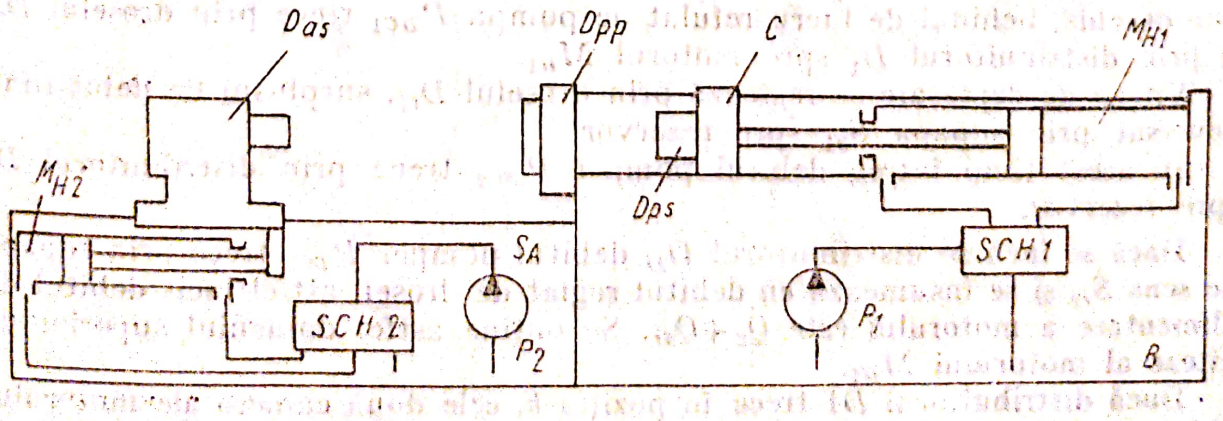


Fig. 7.1

Batiul B al mașinii este prevăzut în partea superioară cu ghidaje orizontale pe care se deplasează căruciorul C acționat în mod obișnuit printr-un motor hidraulic liniar M_{H1}. Pe cărucior este montat dispozitivul de prindere a broșei D_{ps}.

În partea din față a batiului se află dispozitivul de fixare a piesei D_{pp}. Unele mașini de broșat interior sînt prevăzute cu un suport auxiliar S_A prevăzut de asemenea cu ghidaje longitudinale pe care se deplasează dispozitivul auxiliar de prindere a sculei D_{as}. Deplasarea acestui dispozitiv de prindere este acționată de un al doilea motor hidraulic M_{H2}.

Cele două motoare sînt acționate de două pompe P_1 și P_2, prin sisteme de comandă hidraulică separate.

La deservirea manuală a mașinii, muncitorul scoate la sfîrșitul cursei de lucru scula din dispozitivul de prindere D_{ps}, așază un nou semifabricat în dispozitivul de prindere a piesei D_{pp}, introduce broșa prin alezajul acesteia și o prinde din nou în dispozitivul ei.

În cazul broșării în ciclu se utilizează dispozitivul de prindere auxiliar (v. fig. 7.2).

La broșarea în ciclu se disting următoarele faze:

a. Broșa B este retrasă de dispozitivul auxiliar de prindere DAP și în dispozitivul de prindere a piesei se fixează semifabricatul SF.

b. Broșa este adusă în poziția de lucru, partea ei de centrare pătrunde în piesă, iar capătul liber se fixează în dispozitivul de prindere DP al căruciorului CR.

c. Se efectuează cursa activă. La atingerea limitatorului $LM1$ de către dispozitivul auxiliar, acesta eliberează scula. La sfîrșitul fazei piesa se scoate din dispozitivul ei de fixare.

d. Căruciorul se deplasează în sens invers și broșa se prinde automat în dispozitivul auxiliar DAP.

e. La sfîrșitul cursei, căruciorul CR atinge limitatorul $LM2$ și eliberează automat broșa, care este retrasă în continuare numai de către dispozitivul auxiliar.

f. Broșa este adusă în poziția inițială de către dispozitivul auxiliar, după care ciclul se repetă.

În figura 7.3 s-a reprezentat sistemul de acționare hidraulică a unei mașini de broșat.

Sistemul principal (fig. 7.3, *a*) este alimentat de pompele de debit constant P_{DC1} și P_{DC2}, avînd debitele Q_1 și respectiv Q_2.

Dacă distribuitorul D_1 este în poziția a, iar distribuitorul de închidere D_2 este deschis, lichidul de lucru refulat de pompa P_{DC1} trece prin droselul D_{r1} și prin distribuitorul D_1 spre motorul M_{H1}.

Viteza de deplasare se reglează prin droselul D_{r1}, surplusul de debit fiind deversat prin supapa S_{p1} spre rezervor.

În acest timp întreg debitul pompei P_{DC2} trece prin distribuitorul D_2 spre rezervor.

Dacă se închide distribuitorul D_2, debitul pompei P_{DC2} trece prin supapa de sens S_{s2} și se însumează cu debitul reglat de drosel, astfel încît debitul de alimentare a motorului este Q_2+Q_{dr}. Se obține astfel domeniul superior de viteze al motorului M_{H1}.

Dacă distribuitorul $D1$ trece în poziția b, cele două camere ale motorului sînt legate între ele, iar debitul de alimentare este Q_1+Q_2. În camera din dreapta

Scanned with OKEN Scanner

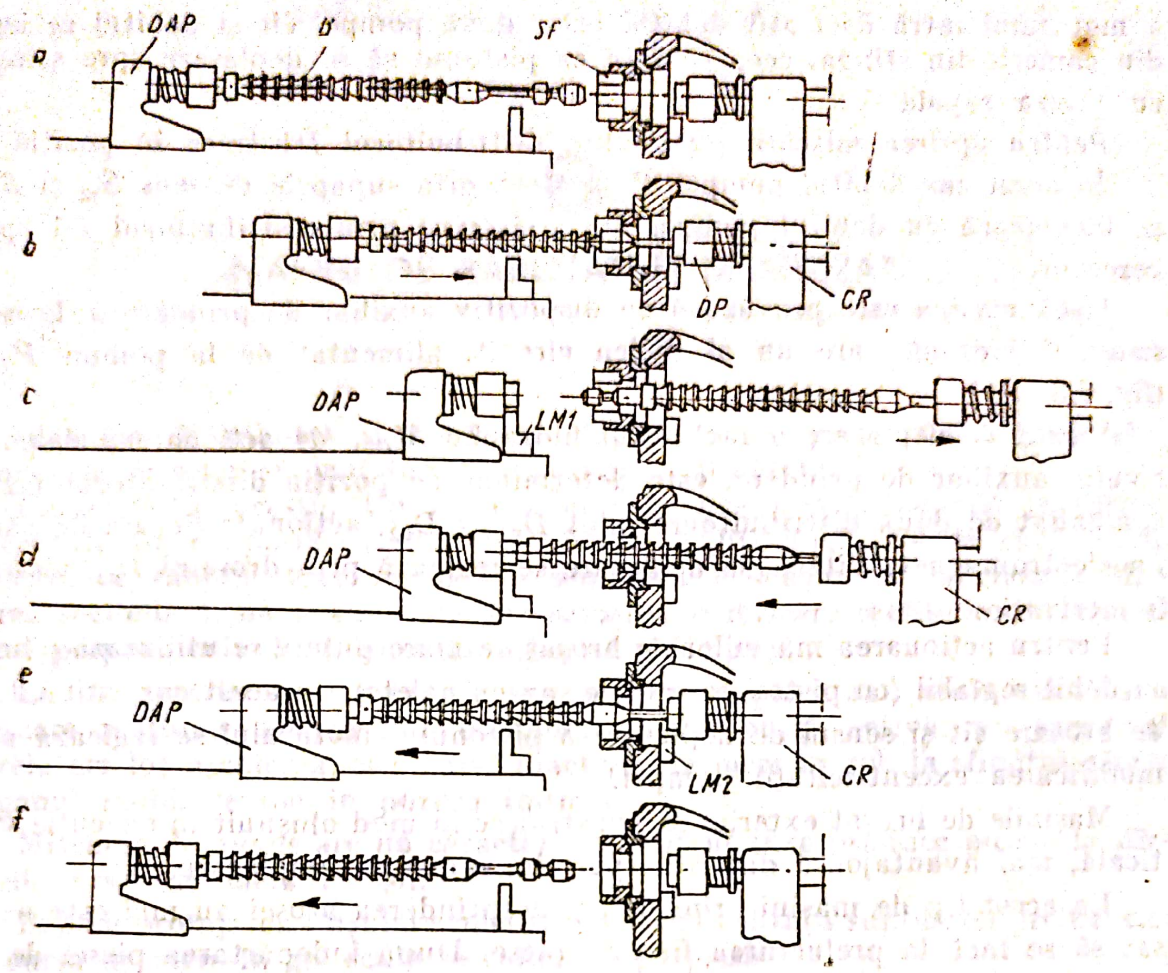


Fig. 7.2

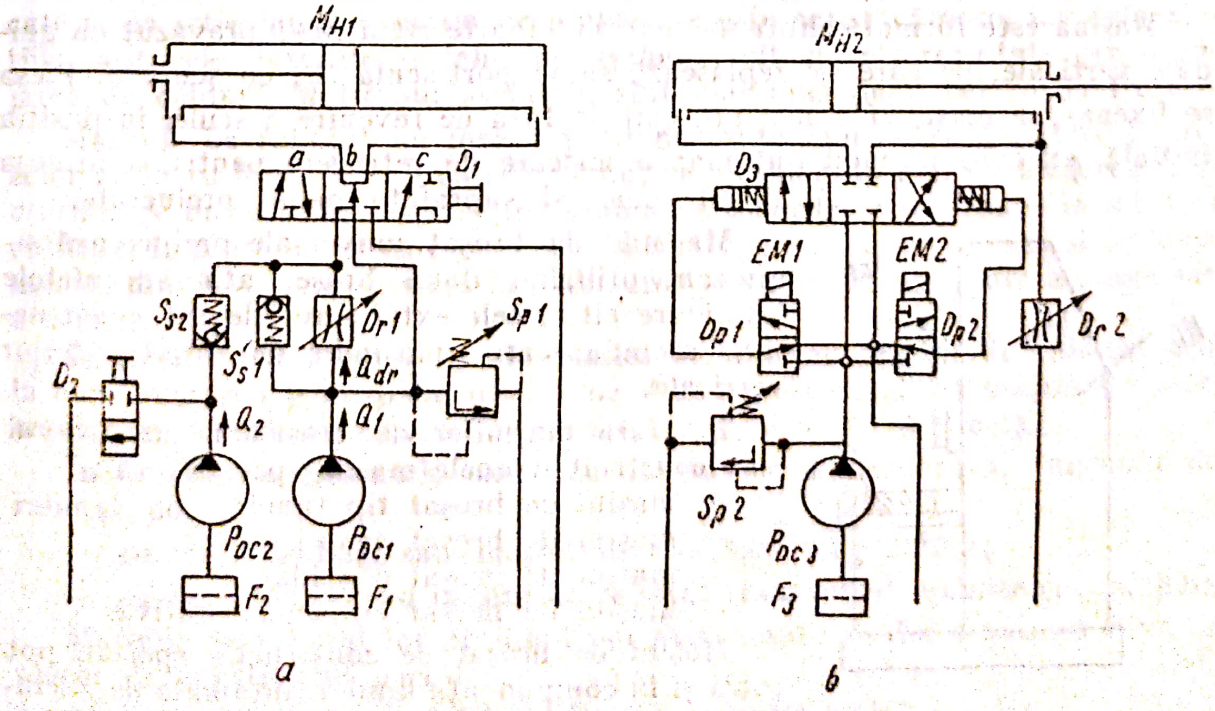


Fig. 7.3

Scanned with OKEN Scanner

a motorului intră deci atît debitul celor două pompe, cît și debitul ce iese din camera din stînga, ceea ce face ca pistonul să se deplaseze spre stînga cu viteza rapidă V_r.

Pentru oprirea mișcării pistonului, distribuitorul $D1$ trece în poziția c. În acest caz debitul pompei P_{DC2} trece prin supapele de sens S_{s2} și S_{s1}, se însumează cu debitul pompei P_{DC1} și trece prin distribuitorul $D1$ spre rezervor.

Dacă mașina este prevăzută cu dispozitiv auxiliar de prindere a broșei, sistemul hidraulic are un al doilea circuit, alimentat de la pompa P_{DC3} (fig. 7.3, *b*).

Sensul de deplasare a motorului hidraulic M_{H2}, de acționare a dispozitivului auxiliar de prindere, este determinat de poziția distribuitorului $D3$, comandat de două distribuitoare pilot D_{p1} și D_{p2}, acționate fiecare de către un electromagnet. Viteza de deplasare se reglează prin droselul D_{r2}, montat în derivație.

Pentru acționarea mașinilor de broșat de mare putere se utilizează pompe cu debit reglabil (cu pistonașe radiale sau cu palete). În acest caz, atît viteza de broșare cît și sensul de deplasare a pistonului motorului se reglează prin modificarea excentricității pompei.

Mașinile de broșat exterior se construiesc în mod obișnuit în execuție verticală, mai avantajoasă datorită spațiului redus de amplasare.

La acest tip de mașini prinderea și desprinderea broșei nu mai este necesar să se facă la prelucrarea fiecărei piese. După îndepărtarea piesei de pe mașină scula poate fi readusă în poziția inițială.

În figura 7.4 se prezintă construcția unei mașini de broșat verticale. Mașina este formată dintr-un montant foarte rigid M_T, prevăzut cu ghidaje verticale, pe care se deplasează sania port-sculă S_{ps} cu scula S. Piesa se fixează pe masa M a mașinii, care în faza de revenire a sculei în poziția inițială, execută în mod automat o mișcare de retragere pentru a proteja tăișul sculei și suprafața piesei prelucrate.

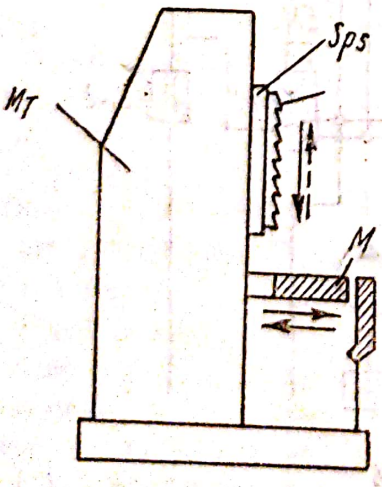


Fig. 7.4

Mașinile de broșat universale prelucrează simultan, utilizînd două broșe, atît suprafețele interioare cît și cele exterioare. Ele sînt constructiv asemănătoare mașinilor de broșat exterior verticale.

În afara mașinilor de broșat de uz general s-au construit și unele mașini speciale, ca :

— mașini de broșat tip tunel;
— mașini de broșat arbori cotiți;
— mașini de broșat elicoidal;
— mașini de broșat cu sculă rotativă.

Mașini de broșat de construcție specială pot intra și în componența liniilor automate de prelucrare, ele asigurînd o productivitate deosebită.

Scanned with OKEN Scanner

8

MAȘINI DE RABOTAT ȘI MORTEZAT

Mașinile de rabotat și mortezat sînt destinate prelucrării suprafețelor plane ale pieselor și, mai rar, a suprafețelor profilate.

Caracteristic acestui tip de mașini este mișcarea principală rectilinie, executată fie de piesă (mașini de rabotat longitudinal), fie de către sculă (mașini de rabotat transversal sau șepinguri și mașini de mortezat). Mișcarea secundară, de avans, este de asemenea o mișcare rectilinie, direcția ei fiind perpendiculară pe direcția mișcării principale.

La prelucrările prin rabotare sau mortezare piesa sau scula execută o mișcare rectilinie alternativă, compusă dintr-o cursă activă, pe parcursul căreia are loc așchierea, și o cursă inactivă, de mers în gol, la sfîrșitul căreia organul mobil revine în poziția inițială.

Mișcarea de avans are un caracter intermitent și se produce numai la sfîrșitul cursei de mers în gol.

Pentru protejarea tăișului sculei și păstrarea calității suprafeței prelucrate, la cursa de mers în gol scula se ridică de pe piesă.

Mașinile de rabotat și mortezat utilizează scule simple, ușor schimbabile, ceea ce permite utilizarea lor în condiții avantajoase la prelucrarea de unicate și de serie mică. Precizia de prelucrare este satisfăcătoare, iar deformațiile, atît cele datorate forțelor de așchiere, cît și cele rezultate din degajarea de căldură în timpul așchierii, sînt mai mici decît cele de la frezare.

Mașinile de rabotat au însă o productivitate mai scăzută datorită vitezelor de lucru limitate și a curselor inactive, de mers în gol. La alegerea regimurilor de lucru trebuie să se țină seama de șocurile ce se produc la intrarea cuțitului în material, și care pot duce la distrugerea sculei, precum și de fenomenele dinamice ce se produc la inversarea sensului de deplasare a piesei sau a sculei.

În clasificarea acestui tip de mașini se numesc mașini de rabotat cele la care mișcarea principală are loc pe direcție orizontală și mașini de mortezat cele la care această mișcarea are loc pe direcție verticală.

În funcție de elemntele care execută mișcarea principală, mașinile de rabotat pot fi:

— cu masă mobilă, sau mașini de rabotat longitudinal;

— cu cuțit mobil, sau mașini de rabotat transversal, numite și șepinguri.

Mașinile de rabotat longitudinal pot avea unul sau doi montanți fiind de obicei de construcție portal.

Mașinile de mortezat sînt întotdeauna cu cuțit mobil.

Scanned with OKEN Scanner

8.1. Maşini de rabotat longitudinal

Maşinile de rabotat longitudinal sînt de obicei maşini mari şi servesc la prelucrarea de piese lungi de tipul ghidajelor, lonjeroanelor, plăcilor, carcaselor, tablelor etc.

Mişcarea principală este executată de către piesa fixată pe masa maşinii, iar suportul sculei execută mişcarea secundară de avans, după o direcţie paralelă, perpendiculară sau oblică faţă de suprafaţa mesei.

Principiul de lucru şi lanţurile cinematice principale ale unei maşini de rabotat longitudinal sînt prezentate în figura 8.1.

Lanţul cinematic principal, prin care este acţionată mişcarea rectilinie alternativă a mesei M a maşinii este pus în mişcare prin motorul electric M_1. Acesta acţionează prin intermediul cutiei de viteze V_T, cu posibilitate de reglare în trepte a turaţiei, cuplul cinematic pinion-cremalieră C_r şi, prin acesta, masa de lucru.

Mişcarea se transmite, deci, prin: $M_1-1-K_1-2-V_T-3-5-6-C_r$ la cursa activă realizîndu-se viteza de aşchiere v_a şi prin M_1-1-k_1-2-4-

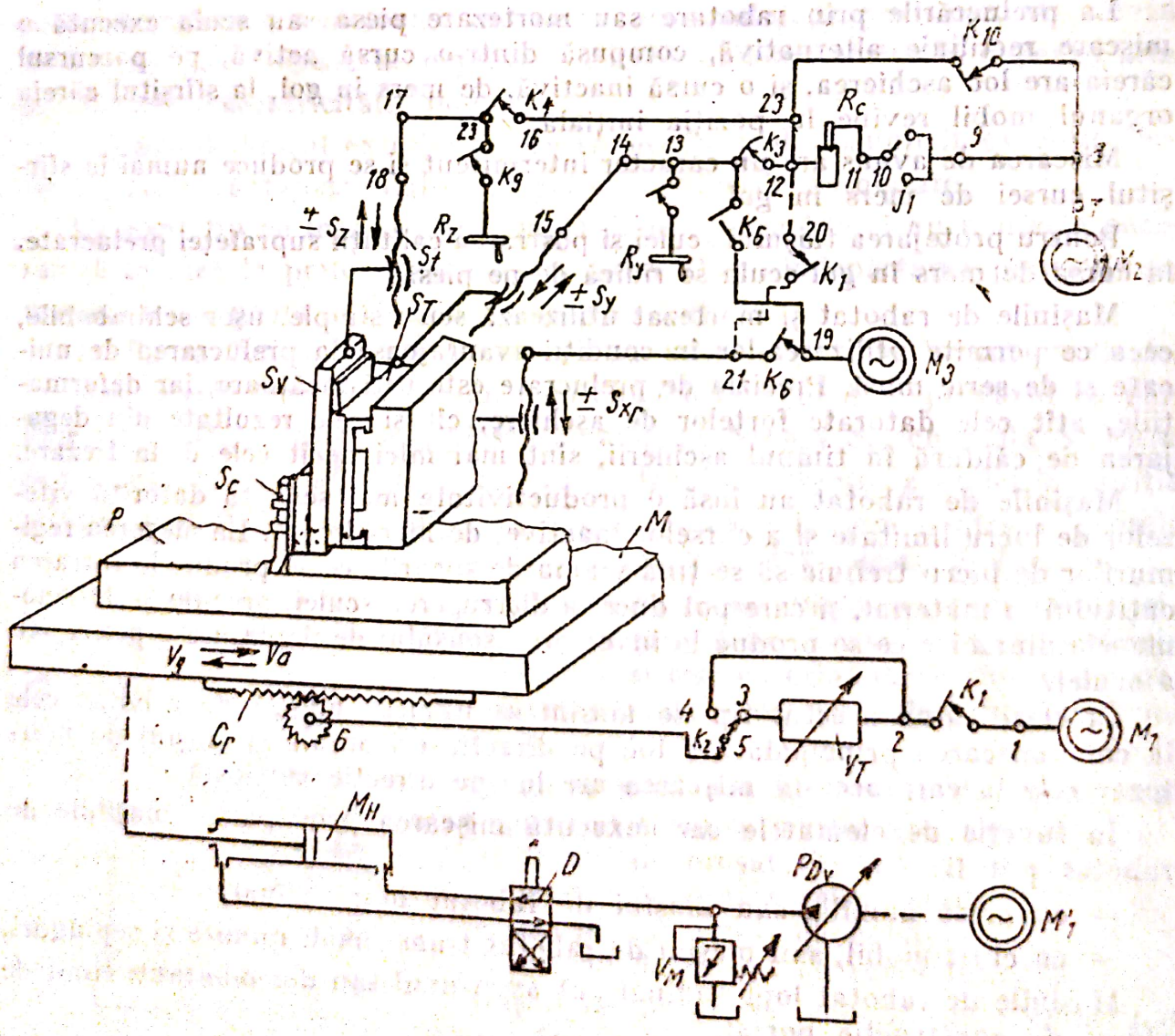


Fig. 8.1

$-K_2-5-6-C_r$, la cursa de mers în gol, cînd cutia de viteze este ocolită și se realizează o viteză de mers în gol v_g de valoare constantă și superioară vitezei de mers în cursa activă.

O altă soluție de acționare a mișcării principale a mesei utilizează un motor de curent continuu, făcînd parte dintr-un grup Ward-Leonard. La o asemenea acționare cutia de viteze V_T nu mai este necesară, iar turația poate fi reglată în mod continuu.

După cum rezultă din figura 8.1, mișcarea principală poate fi acționată și printr-un sistem hidraulic, soluție la care se recurge mai ales în cazul unor mașini grele. Un asemenea sistem se compune, de obicei, dintr-o pompă cu debit reglabil P_{Dv}, distribuitorul D, motorul hidraulic M_H, ventilul maximal V_M și alte aparataje auxiliare.

Ca mișcare secundară poate fi utilizat fie avansul transversal al saniei S_T, de-a lungul traversei T, fie avansul vertical al saniei S_v pe ghidajele saniei transversale.

Avansul transversal s_y este acționat de la motorul M_2, pe lanțul cinematic $M_2-7-8-9-I_1-10-11-R_c-12-k_3-13-14-15$ și șurubul S_y care deplasează sania transversală S_T.

Transformarea mișcării de rotație continuă în mișcare intermitentă se realizează prin inversorul I_1 și mecanismul cu clichet și roată de clichet, mecanism care reglează și mărimea avansului la cursa dublă.

Avansul vertical s_z se obține prin lanțul cinematic: $M_2-7-8-9-I_1-10-11-R_c-12-16-K_4-17-18$ și șurubul S_z prin care este acționată sania verticală S_v.

Prelucrarea suprafețelor înclinate se realizează prin înclinarea saniei S_v față de sania S_T la unghiul dorit, lanțul cinematic rămînînd același.

Poziționarea sculei S_c față de piesa P se poate obține prin acționare mecanică rapidă sau prin acționare manuală, cu ajutorul lanțului cinematic de reglare.

Avansurile rapide se obțin prin ocolirea mecanismului cu clichet și roată de clichet, adică pe calea $M_2-7-8-K_{10}-23$, de unde se ramifică spre cele două șuruburi S_y și S_z.

Deplasarea traversei pe direcția verticală se obține prin lanțul cinematic $M_3-19-K_6-21-22$.

Reglarea manuală a poziției sculei se efectuează prin roțile de mînă R_y și R_z.

În acționarea mașinilor de rabotat pot fi utilizate, după cum s-a indicat și în figura 8.1, sistemele hidraulice sau, în unele cazuri, combinații ale acestora cu sistemele mecanice.

Principalele avantaje pe care le aduc sistemle de acționare hidraulică sînt legate de inversarea ușoară și cu șocuri reduse, de posibilitatea de reglare continuă a vitezei și de puterea mare a acestor sisteme.

La mașinile de rabotat cu acționare hidrostatică, masa mașinii este pusă în mișcare printr-un motor hidraulic liniar.

Sistemele hidromecanice sînt constituite în majoritatea cazurilor dintr-un variator hidraulic cu pompă de debit reglabil și motor rotativ, de la care mișcarea se transmite unui mecanism cu pinion și cremalieră sau melc și cremalieră melcată.

Schema simplificată a unui circuit hidraulic de acționare a mișcării principale a unei mașini de rabotat este prezentată în figura 8.2.

Scanned with OKEN Scanner

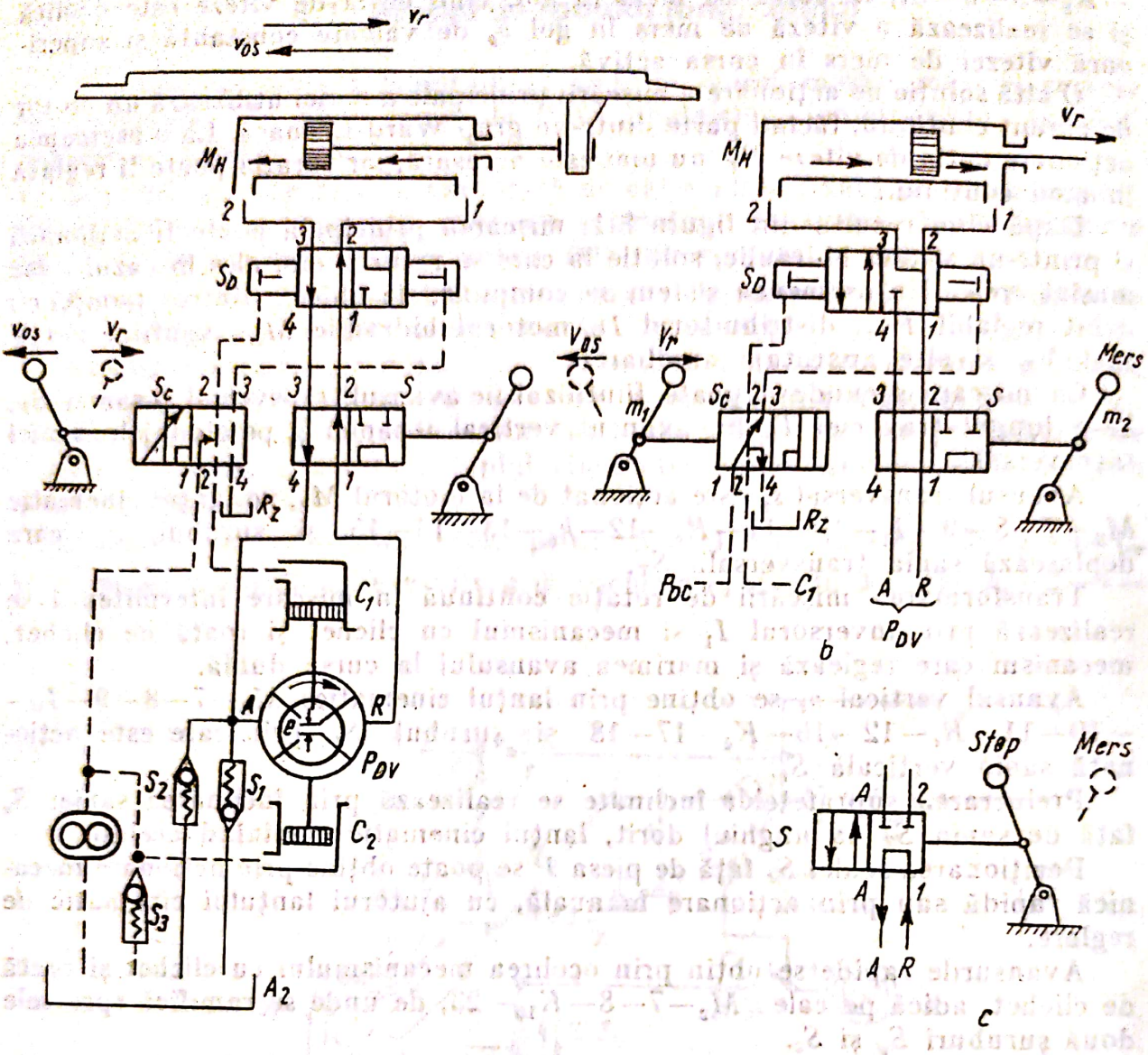


Fig. 8.2.

Pompa cu debit variabil P_{DV} refulează uleiul prin R, prin sertarul de pornire-oprire S și sertarul de distribuție S_D, în partea dreaptă a pistonului motorului M_H, realizînd astfel cursa activă cu viteza de așchiere v_{as}.

În acest timp uleiul din stînga pistonului trece prin distribuitorul S_D și prin sertarul de pornire-oprire, spre aspirația A a pompei P_{DV}. Viteza de așchiere depinde de debitul pompei P_{DV}, respectiv de excentricitatea e, reglată prin cilindrii C_1 și C_2. Valoarea minimă a acestei excentricități la cursa de lucru este limitată de către muncitor printr-un șurub de reglaj, determinîndu-se astfel viteza de așchiere. Cilindrul C_1 are secțiunea mai mare decît cilindrul C_2, astfel încît la alimentarea ambilor cilindri cu ulei sub aceeași presiune, carcasa se va deplasa spre cilindrul C_1, realizînpu-se excentricitatea reglată corespunzător vitezei de așchiere dorite.

La deplasarea spre stînga a sertarului distribuitorului de comandă (fig. 8.2, *a*), uleiul trece atît la cilindrul C_1 cît și la C_2 și excentricitatea atinge valoarea reglată pentru viteza de așchiere.

Scanned with OKEN Scanner

În același timp prin ieșirea *2* a sertarului de comandă, uleiul ajunge în partea stîngă a pistonului distribuitorului S_D pe care îl împinge spre dreapta și îl menține în această poziție pînă la realizarea cursei active. Uleiul din partea dreaptă a sertarului de distribuție S_D trece prin *3* și *4* spre rezervor.

La sfîrșitul cursei de lucru sertarul de comandă, acționat de limitatoarele de pe masa mașinii, se deplasează spre dreapta (fig. 8.2, *b*).

În acest caz, prin sertarul de comandă S_C, cilindrul C_1 este pus în legătură cu rezervorul, carcasa pompei se deplasează rapid în sus sub acțiunea pistonului cilindrului C_2 și pompa refulează debitul maxim. Uleiul trece în acest caz prin *A*, sertarul de pornire-oprire și distribuitorul S_D în partea stîngă a pistonului motorului, pe care îl deplasează spre dreapta. Viteza de revenire este mărită și prin faptul că la debitul maxim al pompei se adaugă debitul ce iese din partea dreaptă a pistonului și intră în partea stîngă.

În această situație de la sertarul de distribpție nu trece ulei spre alimentarea *A* a pompei, însă depresiunea creată la alimentare deschide supapa S_1 și este absorbit uleiul din rezervor. Pompa lucrează astfel în circuit deschis.

La sfîrșitul cursei rapide, sertarul de comandă S_C este acționat spre stînga, ceea ce redeschide alimentarea cilindrului C_1 de la pompa de debit constant și excentricitatea pompei de debit variabil *s* se micșorează pînă la mărimea inițială.

Pentru oprirea mișcării se acționează maneta m_2 a sertărașului *S* din poziția mers în poziția stop (fig. 8.2, *c*) ceea ce face ca debitul refulat de pompă prin *R* să se reîntoarcă la conducta de aspirație fără a mai ajunge la motorul hidraulic.

Mișcările de avans ale suporturilor mașinilor de rabotat pot fi realizate prin mecanisme mecanice sau hidromecanice. Aceste sisteme de acționare trebuie să funcționeze dependent de mișcarea principală, în așa fel încît avansul să se producă la sfîrșitul cursei de retragere și începutul cursei active a mesei, înainte ca scula să ia contact cu piesa. Sincronizarea intrării în acțiune a mecanismelor de avans se obține în mod obișnuit prin limitatoare fixate pe partea laterală a mesei.

Ridicarea sculei de pe suprafața piesei în timpul cursei de retragere, pentru evitarea uzurii sculei și a deteriorării suprafeței prelucrate, se obține prin acționare hidromecanică sau electromagnetică.

8.2. Mașini de rabotat transversal (șepinguri)

La mașinile de rabotat transversal, numite și șepinguri, mișcarea principală rectilinie alternativă este executată de sculă. Tot scula execută și mișcarea de avans vertical sau după o direcție înclinată față de masa mașinii, iar piesa fixată pe masă realizează avansul transversal.

Aceste mașini sînt destinate rabotării pieselor de dimensiuni mici și mijlocii și pot prelucra suprafețe plane orizontale, verticale sau înclinate precum și canale drepte de diferite forme.

În afara șepingurilor de construcție normală, există și variante la care avansul transversal este executat de berbecul mașinii sau de către doi berbeci, piesa fiind fixă.

Scanned with OKEN Scanner

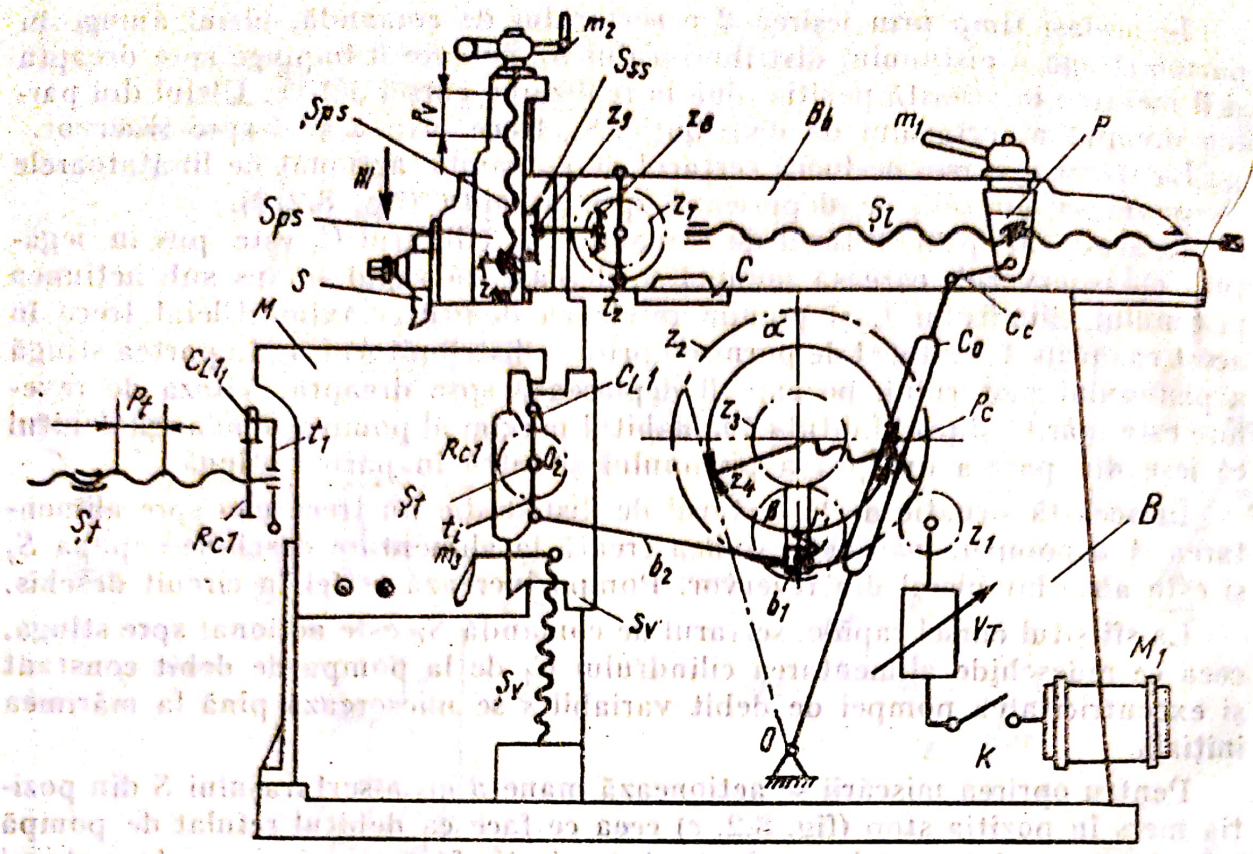


Fig. 8.3

Piesele de dimensiuni foarte mari, care se transportă cu dificultate, pot fi rabotate cu ajutorul unor șepinguri transportabile. La aceste mașini toate mișcările de lucru sînt executate de către sculă.

Construcția unui șeping normal, cu acționare mecanică și modul de realizare a mișcărilor sînt prezentate în figura 8.3.

Batiul B, de formă prismatică, este prevăzut în partea superioară cu ghidaje longitudinale, pe care glisează berbecul B_b în mișcare rectilinie alternativă. În partea anterioară a berbecului se află suportul saniei portsculă S_{ss}, pe a cărui ghidaje se deplasează sania portsculă S_{ps} cu scula S.

Batiul are în partea sa anterioară ghidaje verticale pe care este montată sania S_v, prevăzută la rîndul ei cu ghidaje transversale care susțin masa M a mașinii.

Mișcarea principală rectilinie alternativă a berbecului este acționată de motorul M_1 prin variatorul de turații (cutia de viteze) V_T.

Mișcarea de rotație este transmisă la pinionul z_1, care angrenează cu coroana z_2 a roții culisei. Această roată, de construcție masivă, avînd și rolul de volant, este prevăzută cu un ghidaj radial în care este montată piatra culisei P_c. Piatra culisei glisează în ghidajul culisei oscilante C_0, astfel încît mișcarea continuă de rotație a pietrei de culisă determină oscilația culisei în jurul articulației fixe O. Capătul opus al culisei pune în mișcare prin cercelul C_c berbecul mașinii.

Numărul de curse duble pe minut ale berbecului se reglează prin variatorul de turații V_t. Lungimea cursei poate fi modificată prin deplasarea pe direcție radială a pietrei culisei cu ajutorul șurubului S_r.

Scanned with OKEN Scanner

Reglarea poziției cursei față de piesă se realizează prin deblocarea piuliței p cu ajutorul manetei m_1 și rotirea șurubului S_1.

Pentru acționarea mișcării de avans transversal al mesei mașinii, mișcarea de rotație se transmite la roata dințată z_3, coaxială cu roata culisei și de la aceasta la roata z_4 (raport 1 : 1).

Această roată este prevăzută cu un canal diametral în care este montat butonul de manivelă b_1, a cărui poziție radială este reglabilă. De buton este articulată biela b_2, care acționează pîrghia clichetului C_{11}. Mișcarea de rotație a roții z_4 este astfel transformată într-o oscilație a clichetului, care la rotirea într-un sens transmite mișcarea roții de clichet R_{c1}, iar la rotirea în sens opus sare peste dinții roții. De la roata de clichet mișcarea se transmite șurubului S_t, care produce avansul transversal al mesei.

Mărimea avansului se reglează prin modificarea razei după care se rotește butonul de manivelă b_1.

De observat că la o rotație a culisei oscilante butonul de manivelă execută de asemenea o rotație ($z_3 : z_4 = 1 : 1$) astfel încît la fiecare cursă dublă a berbecului masa va executa o deplasare în sens transversal.

Avansul saniei portsculă este acționat prin cama C, fixată pe batiu și în care lovește pîrghia chichetului C_{12} la sfîrșitul cursei de mers în gol. De la clichet mișcarea se transmite la roata de clichet R_{c2} și apoi prin angrenajele conice $z_7 : z_8$ și $z_9 : z_{10}$ la șurubul S_{ss}.

Mărimea avansului se reglează prin limitarea cursei de oscilație a pîrghiei clichetului.

Pentru poziționarea mesei pe direcție verticală se acționează prin intermediul unei manivele m_3 asupra șurubului S_v, prin care sania verticală este ridicată sau coborîtă pe ghidajele batiului.

Deplasarea saniei transversale și a saniei portsculă pot fi de asemenea acționate manual.

La prelucrarea suprafețelor înclinate suportul saniei portsculă se rotește față de berbec și se fixează la înclinația dorită.

Mecanismele cu culisă oscilantă utilizate în diferite variante în construcția șepingurilor cu acționare mecanică, prezintă avantajul unei autoinversări ușoare.

Dacă se analizează mecanismul din figura 8.3, se constată că berbecul execută cursa activă în timp ce piatra de culisă parcurge unghiul α și cursa de mers în gol la parcurgerea unghiului β.

Raportul între timpul în care se execută cursa activă t_a și timpul de mers în gol t_r este:

$$\frac{t_a}{t_r} = \frac{\alpha}{\beta},$$

și corespunde raportului vitezelor medii în cursa activă și cea de revenire.

Se constată că acest raport este cu atît mai avantajos, cu cît unghiul β este mai mic, sau cu cît cursa de lucru este mai mare.

Acționarea șepingurilor se poate realiza și prin sisteme hidrostatice.

Avantajele unei asemenea acționări constau în:

— posibilitatea de reglare continuă a vitezei de lucru;

— viteza de așchiere este constantă de-a lungul cursei;

Scanned with OKEN Scanner

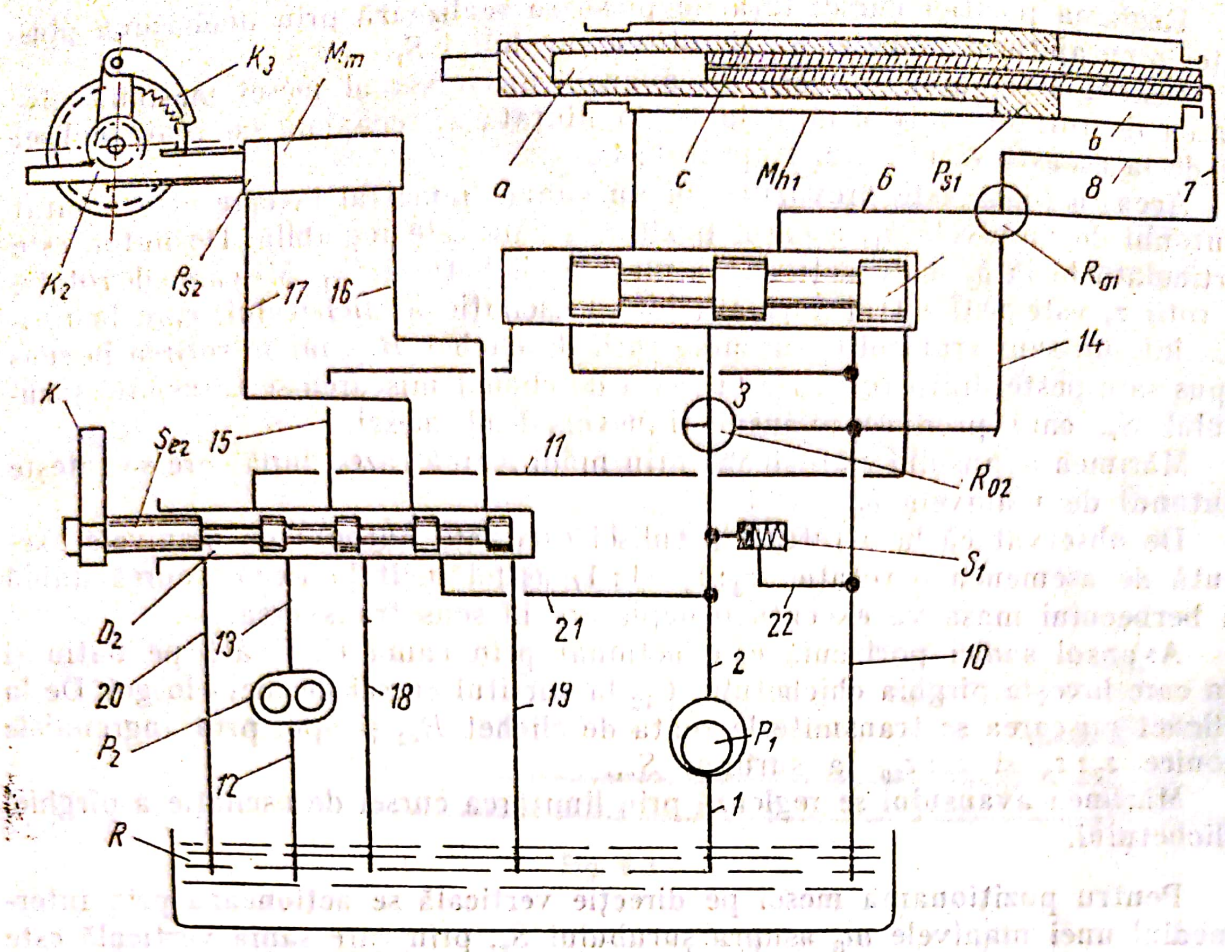


Fig. 8.4

— viteza de revenire nu depinde de viteza de aşchiere şi nici de lungimea cursei berbecului;

— schimbarea vitezei se poate realiza şi în timpul mersului.

Puterile şepingurilor acţionate hidraulic sînt, în general, mai mari decît a celor cu acţionare mecanică.

Sistemul de acţionare hidraulică a unui şeping este reprezentat schematic în figura 8.4.

Motorul hidraulic M_{h1}, pentru acţionarea mişcării principale rectilinii alternative a berbecului, are pistonul inelar, cu tija găurită, astfel încît se disting trei compartimente de secţiuni diferite *a*, *b* şi *c*.

Sistemul are două pompe: P_1 cu pistonaşe radiale şi debit reglabil şi P_2 cu roţi dinţate.

Motorul M_{h1} este alimentat de pompa P_1, în timp ce pompa P_2 comandă inversarea.

Faza de lucru a berbecului se obţine prin deplasarea pistonului P_{s1} al motorului M_{h1} de la dreapta spre stînga. Lichidul aspirat din rezervorul R prin conducta de aspiraţie *1* este debitat de pompă prin conducta de refulare *2*, robinetul de pornire-oprire R_{02} şi conducta de alimentare *3* a distribuitorului principal D_1. Acest distribuitor are două ieşiri *4* şi *5*, corespunzătoare curselor de lucru şi respectiv de întoarcere. De la distribuitorul D_1 uleiul trece prin ieşirea *4* şi conducta *6* la robinetul R_{01}, de unde este distribuit fie pe conducta *7*, fie pe conducta *8*, fie pe ambele conducte.

Scanned with OKEN Scanner

Dacă uleiul ajunge în camera *a* de secțiune mică, se obține domeniul vitezelor mari de lucru. Cînd uleiul trece în camera *b* a motorului, se obține domeniul vitezelor medii. Vitezele mici se obțin cînd uleiul trece prin R_{01}, atît în camera *a* cît și în camera *b*.

În cadrul celor trei domenii de lucru variația vitezei se realizează prin modificarea excentricității pompei P_1.

În același timp uleiul din camera *c* a motorului este evacuat spre rezervor prin conducta *9*, distribuitorul principal D_1 și conducta *10*.

Revenirea berbecului se realizează prin deplasarea spre dreapta a pistonului P_{s1}. În acest caz uleiul trece de la pompa P_1 prin robinetul R_{02}, conducta *3*, distribuitorul D_1 și, prin ieșirea *5* a acestui distribuitor, intră în camera *c* a motorului. Uleiul de pe fețele opuse (compartimentele *a* și *b*) este refulat prin conductele *7* și *8*, robinetul R_{01}, conducta *6* și distribuitorul D_1 spre rezervor.

Poziția sertarului distribuitorului D_1 este comandată prin distribuitorul pilot D_2, care lasă să treacă uleiul refulat de pompa cu debit constant P_2, fie prin conducta *15* în partea stîngă a sertarului distribuitorului D_1, fie prin conducta *11*, în partea dreaptă a sertarului. Poziția sertarului distribuitorului pilot este comandată prin pîrghia K_1, de către limitatoarele de cursă de pe berbecul mașinii.

Mișcarea de avans transversal se obține prin motorul hidrauluic M_{h2}, alimentat de pompa P_1 prin conducta *21* și distribuitorul D_2, de la care uleiul trece, fie prin conducta *17*, în partea stîngă a pistonului, fie prin conducta *16*, în partea sa dreaptă.

De la tija motorului M_{h2}, mișcarea se transmite printr-o cremalieră și un pinion la un mecanism cu clichet și roată de clichet, prin care este acționat șurubul pentru avans transversal.

Un alt mod de soluționare a acționării avansului transversal al unui șeping, prin utilizarea unui sistem hidromecanic, este prezentat în figura 8.5.

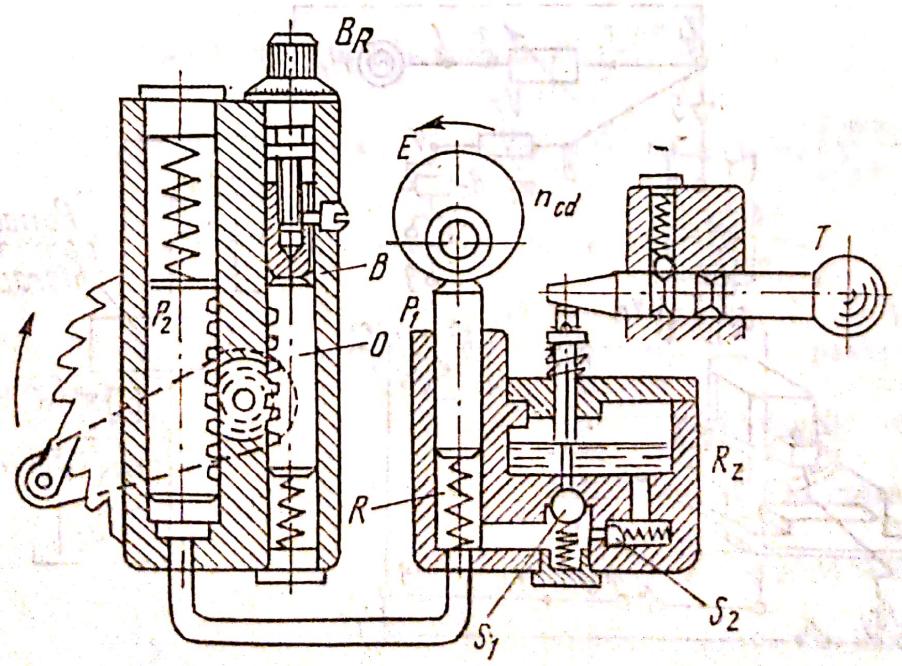


Fig. 8.5

Pompa cu piston plonjor P_1 este acționată de un excentric E, care execută o rotație la o cursă dublă a berbecului. La cursa de ridicare a pistonului P_1, sub acțiunea resortului R, se aspiră ulei din rezervorul R_z prin supapa S_1. La cursa de coborîre, sub acțiunea excentricului E, uleiul este refulat sub pistonul P_2 care se deplasează în sus și acționează prin cremaliera sa un pinion, care rotește clichetul și, prin acesta, roata de clichet.

Cursa pistonului P_2, și implicit unghiul de rotire a roții de clichet, este limitată prin opritorul O, care angrenează cu același pinion ca și pistonul P_2.

Prin rotirea butonului de reglaj B_R poate fi deplasată bucșa B, prin intermediul căreia se limitează cursa opritorului.

La rotirea în continuare a excentricului, uleiul este aspirat de sub pistonul P_2, care se deplasează sub acțiunea arcului său și rotește clichetul în sens invers.

La apăsarea spre stînga a tijei T, supapa S_1 este menținută deschisă și mișcarea de avans se oprește.

S_2 este o supapă de siguranță, care se deschide numai la depășirea presiunii reglate, în cazul în care roata de clichet nu mai poate să fie rotită dintr-o cauză accidentală oarecare.

8.3. Mașini de mortezat

Mașinile de mortezat sînt destinate prelucrării prin rabotare a suprafețelor plane, circulare, sau profilate, interioare sau exterioare, precum și pentru realizarea de canale.

Acest tip de mașini se caracterizează prin mișcarea principală executată de sculă pe direcție verticală, sau, mai rar, înclinată.

Principiul de lucru și lanțurile cinematice sînt prezentate în figura 8.6.

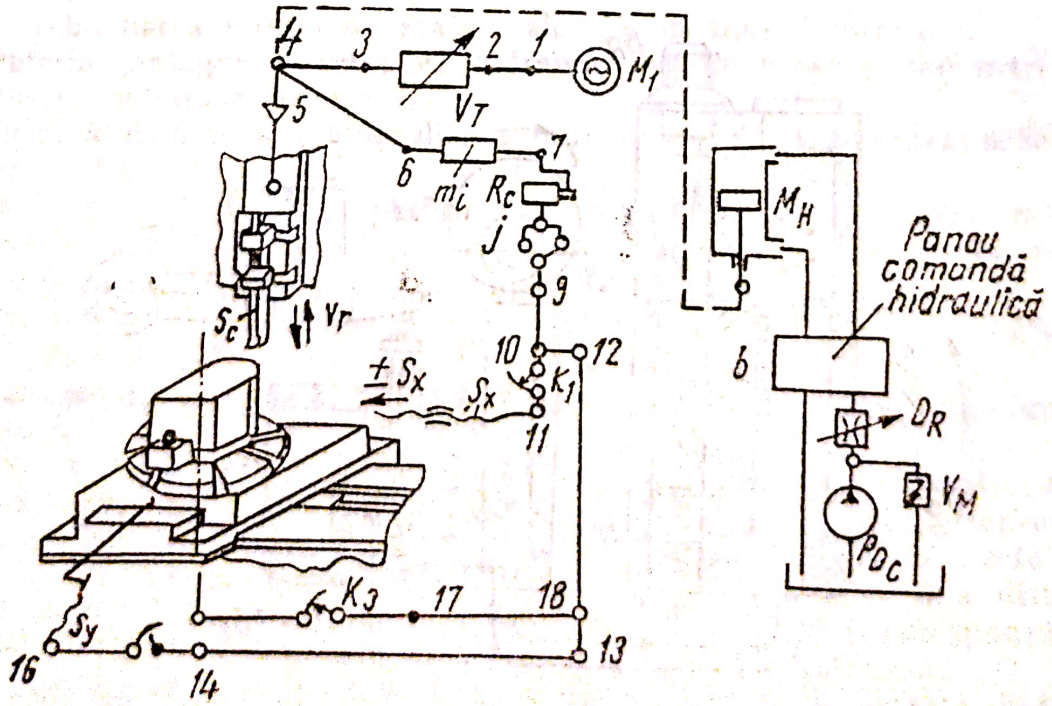


Fig. 8.6

Berbecul O al mașinii, cu scula S_c, execută mișcarea principală rectilinie alternativă, acționarea realizîndu-se printr-un lanț cinematic mecanic sau printr-un sistem hidraulic.

În cazul acționării mecanice, motorul electric acționează, prin rapoartele de transmisie i_{1-2} și i_{3-4} și variatorul de turații cu reglare în trepte, un mecanism 5 (cu bielă și culisă oscilantă, cu bielă și culisă rotativă, cu braț oscilant, cu cremalieră etc.) prin care mișcarea de rotație este transformată în mișcare rectilinie alternativă. Scula fixată pe berbec execută astfel o cursă activă, cu viteză de așchiere $v_{aș}$ și o cursă de retragere cu viteză v_r, de obicei mai mare decît viteza de așchiere.

Numărul de curse duble pe minut ale berbecului se determină prin relația:

$$n_{cd}=n_{m1}i_{1-2}i_{VT}i_{3-4},$$

în care: n_{m1} este turația motorului electric în rotații/min; i_{1-2}, i_{3-4} — rapoarte de transmitere constante; i_{VT} — raportul de transmitere a cutiei de viteze cu reglare în trepte.

În cazul acționării hidraulice, pentru antrenarea berbecului este utilizat un motor hidraulic rectiliniu M_H, alimentat de la pompa P_{DC} și cu viteza reglată prin droselul D_r.

Mișcările de avans sînt acționate din lanțul cinematic al mișcării principale, avansurile avînd, ca și la celelalte mașini de rabotat, un caracter intermitent și sincronizat cu mișcarea principală, astfel încît avansurile se produc la sfîrșitul cursei de retragere. Tranformarea mișcării de rotație continuă într-o rotație intermitentă se obține printr-un mecanism m_1 și R_c (de tipul cu camă și clichet, cu cruce de Malta, cu camă și clichet de fricțiune etc.). Mișcarea de avans se execută pe una din cele două direcții x sau y de către mesele M_x sau M_y, sub formă de deplasare intermitentă, sau de către masa M_c, sub formă de rotație intermitentă.

Valorile avansurilor se determină prin relațiile:

$$S_x=i_{4-6}\,i_{6-7}\,i_{RC}\,i_{8-9}\,i_{9-10}\,i_{10-11}\,p_{\S x}\left[\frac{\text{mm}}{\text{cd}}\right];$$

$$S_y=i_{4-6}\,i_{6-7}\,i_{RC}\,i_{8-9}\,i_{9-10}\,i_{10-12}\,i_{12-13}\,i_{13-14}\,i_{14-15}\,p_{\S y}\left[\frac{\text{mm}}{\text{cd}}\right];$$

$$S_c=i_{4-6}\,i_{6-7}\,i_{RC}\,i_{8-9}\,i_{10-12}\,i_{12-16}\,i_{16-17}\,i_{17-18}\,\frac{360^\circ}{\text{cd}},$$

în care: $i_{4-6}\ldots i_{17-18}$ sînt rapoarte de transmitere constante, i_{RC} — raportul de transmitere reglabil al mecanismului cu clichet; $p_{\S x}$, $p_{\S y}$ — pasul șuruburilor conducătoare pe cele două direcții de deplasare.

Dacă mișcarea principală este acționată hidraulic, avansurile se obțin pe cale mecanică sau prin sisteme hidromecanice.

Figura 8.7 prezintă schema cinematică a unei mașini de mortezat acționată mecanic.

Mișcarea principală se transmite de la motorul M la cutia de viteze prin ambreiajul C_1, sau este oprită prin frîna F.

Cutia de viteze asigură șase trepte de curse duble pe minut ale berbecului.

Cursa se reglează prin deplasarea butonului de manivelă b_1 într-un canal radial, ceea ce face ca excentricitatea sa să crească sau să scadă. Poziționarea

Scanned with OKEN Scanner

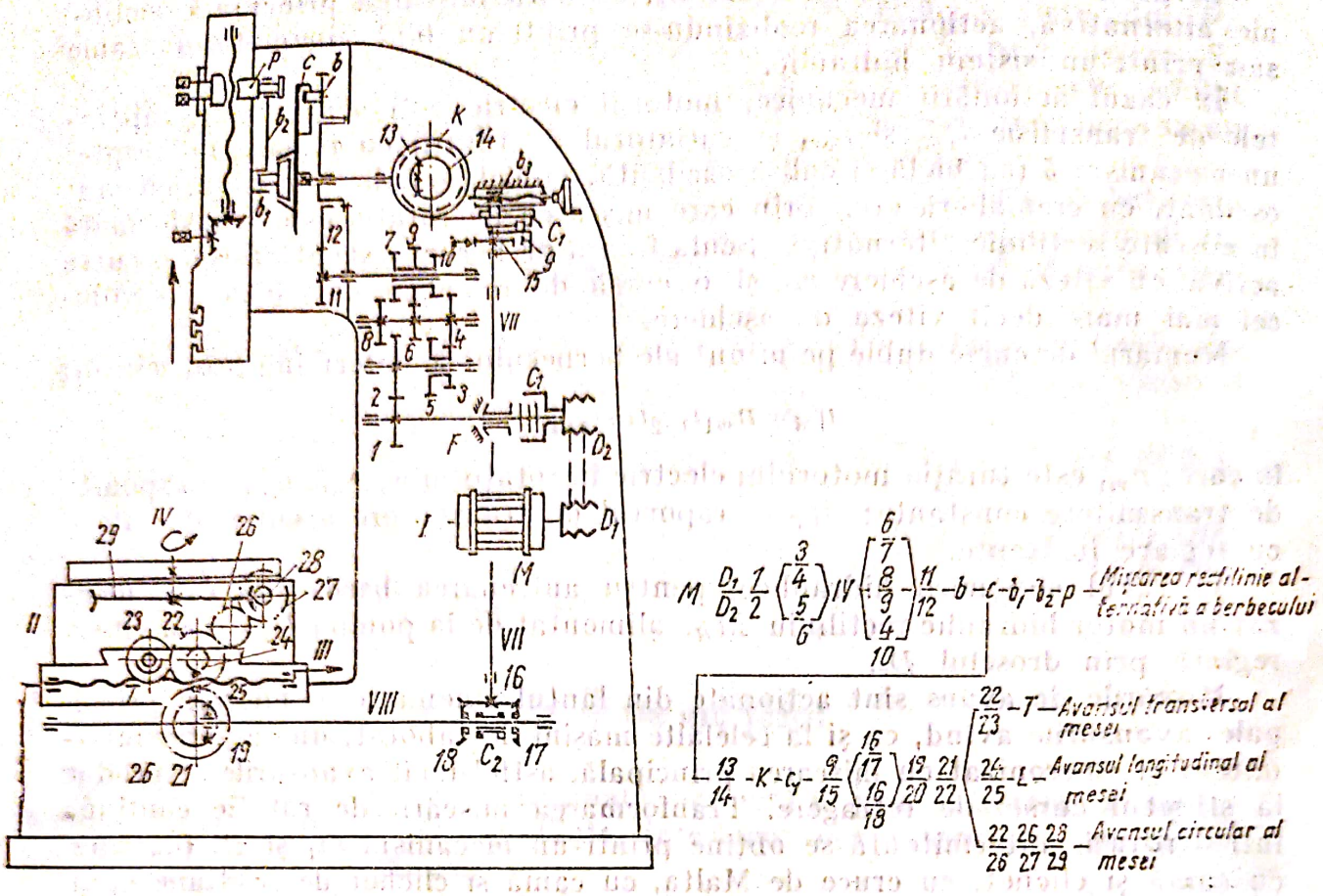


Fig. 8.7

cursei în raport cu piesa se obține prin slăbirea piuliței P, rotirea șurubului berbecului și strîngerea într-o nouă poziție.

Mișcările de avans se obțin prin cama cilindrică K, culisa C_1 și mecanismul cu clichet cu fricțiune q, care acționează roata de clichet *15*. În continuare mișcarea trece printr-un inversor și este distribuită apoi, fie la unul din cele două șuruburi conducătoare, fie la un angrenaj melcat care asigură avansul de rotație al mesei.

Schema distribuției mișcărilor este reprezentată în figură.

Mașinile de mortezat, ca și șepingurile, au cursa maximă în general sub 1000 mm, mașinile cu cursă mai mare fiind foarte rare.

Valoarea maximă a cursei este limitată de rigiditatea scăzută la sfîrșitul cursei active, cînd datorită lungimii consolei pe care o reprezintă berbecul, cedarea în ghidaje este mare.

Piesele astfel prelucrate pot prezenta abateri dimensionale, iar suprafețele sînt afectate de vibrații.

Mașinile de rabotat și cele de mortezat au în general, atît datorită mișcării principale rectilinii alternative, cît și prin caracterul intermitent al mișcărilor de avans, o dinamică dezavantajoasă.

De această dinamică trebuie să se țină seama atît în construcția mașinilor, cît și în amplasarea lor.

Pentru îmbunătățirea rigidității elementele fixe sînt de construcție masivă și de masă mare.

Uniformizarea mișcării principale la șepinguri sau la mașinile de mortezat cu acționare mecanică se obține prin introducerea unui element în rotație cu rol de volant. Totuși sistemele mecanice de acționare a mișcării principale nu permit realizarea unei viteze de așchiere constante pe întreaga lungime a cursei.

Există tendința, bazată pe considerente economice, de scurtarea timpului de inversare a mișcării rectilinii, precum și de utilizare a unor curse de revenire rapide, deci, în general, de scurtare a timpului în care scula nu se află în contact cu piesa. O inversare rapidă atrage însă apariția unor șocuri la capetele de cursă, respectiv o dinamică necorespunzătoare.

În alegerea regimurilor de lucru este deci preferabil să se lucreze cu curse lungi și cu număr mai redus de curse duble pe minut.

Mașinile de rabotat și mortezat sînt prevăzute cu fundații masive care să absoarbă șocurile și vibrațiile.

Amplasarea lor în secțiile productive trebuie să se facă la distanțe mari față de mașinile de finisat pentru ca, prin dinamica lor, să nu afecteze precizia și calitatea suprafețelor pieselor prelucrate pe asemenea mașini.

Scanned with OKEN Scanner

9

MAȘINI DE GĂURIT

9.1. Generalități. Clasificare

Mașinile de găurit sînt mașinile-unelte pe care se execută operațiile tehnologice de găurire, lărgire, alezare, lamare, filetare și găurire fină.

Acestea constituie circa 20% din parcul total de mașini-unelte așchietoare, deci o grupă numeroasă, asemenea strungurilor, mașinilor de frezat sau de rectificat. Ele se pot clasifica din mai multe puncte de vedere și anume:

— după poziția arborilor principali sînt: mașini de găurit verticale și orizontale;

— după construcție și domeniul de utilizare, se deosebesc: mașini de găurit de masă (de banc); cu coloană; cu montant; radiale; multiaxe; de găurit și alezat orizontale (Bohrwerk) și în coordonate.

Mișcarea principală de așchiere — mișcarea de rotație — este executată de sculă, de asemenea și mișcarea de avans axial. Scula este montată în arborele principal care în afară de faptul că transmite momentul necesar găuririi, transmite și forța axială necesară prelucrării. Pe lîngă aceste solicitări axul principal, mai este solicitat și în direcția radială, de exemplu în cazul cînd burghiul nu este ascuțit corect.

Ca atare arborele principal trebuie astfel construit ca să poată prelua aceste solicitări. De menționat că solicitările radiale sînt numai întîmplătoare, deci mașina nu poate fi folosită la operațiile unde forța de așchiere are și componentă radială.

În procesul de găurire, cum s-a amintit, scula trebuie să execute ambele mișcări de așchiere (principală și de avans). Pentru a putea suprapune cele două mișcări, de valori diferite, axul principal al mașinii are o formă constructivă specială, cum se poate observa în figura 9.1.

Mărimea caracteristică a mașinilor de găurit este diametrul maxim al găurii ce se poate prelucra în plin cu un burghiu elicoidal în semifabricat din oțel cu rezistența de 60—70 daN/mm². Alte mărimi caracteristice ale mașinilor de găurit sînt: lungimea maximă a cursei arborelui principal, distanța dintre arborele principal și ghidajele montantului sau coloană, și dimensiunile mesei de prindere a semifabricatului.

Puterea motorului principal de antrenare se apreciază cu relația:

$$N = 0{,}02 D^{1{,}5} \text{ [kW]}, \tag{9.1}$$

unde: D este diametrul burghiului, în mm.

Turația minimă a arborelui principal se determină folosind relația:

$$n_{min} = \frac{1\,000 v}{\pi D_{max}} \text{ [rot/min]}, \tag{9.2}$$

Scanned with OKEN Scanner

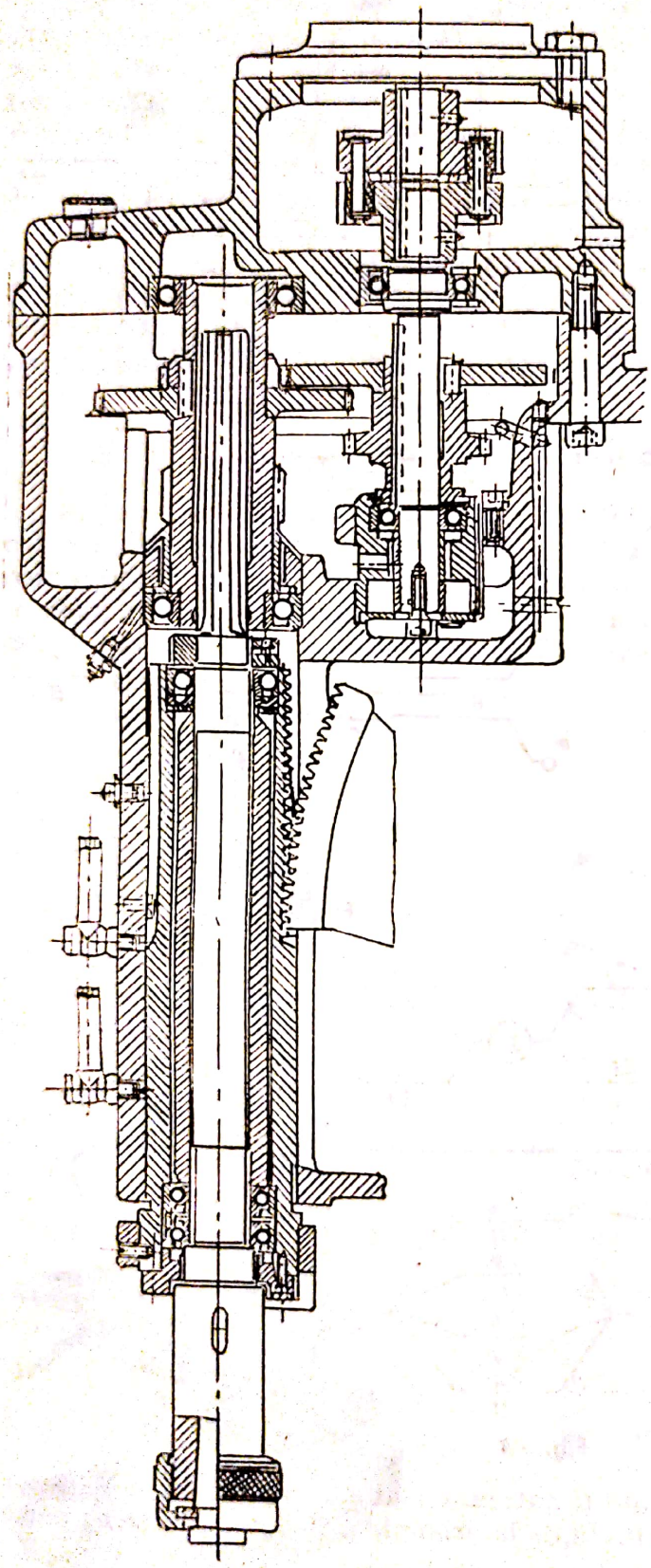


Fig. 9.1

folosind o viteză de așchiere $v = 30$ m/min.

Deoarece pe aceste mașini se execută și operații de filetare, turația minimă se ia aproximativ un sfert din cea calculată cu relația de mai sus.

Turația maximă se determină din condiția ca să se poată prelucra cu viteze de așchiere de cca 30 m/min și cu burghiu de diametru mai mic, și anume:

— pentru mașini de găurit mici $D_{min} \cong (0{,}15-0{,}20)\, D_{max}$;

— pentru mașini de găurit mari $D_{min} \cong (0{,}10-0{,}15)\, D_{max}$.

9.2. Mașini de găurit cu coloană

Mașinile de găurit cu coloană sînt destinate pentru prelucrarea cu burghiu pînă la diametru de 40 mm. Se compun dintr-o placă de bază *PB* montată pe o fundație. De placa de bază este fixată coloana *CL*, care constituie ghidajul circular pentru masa mașinii *MM*. La mașinile de construcție românească (fig. 9.2), coloana se termină la partea superioară cu un semimontant *SM*, prevăzut cu ghidaje, pe care se deplasează sania de găurire *SG*.

De regulă, la aceste mașini, atît mecanismul mișcării principale, cît și cel al mișcării de avans, sînt cuprinse în aceeași cutie în care se află și lagărele pinolei arborelui principal.

Scanned with OKEN Scanner

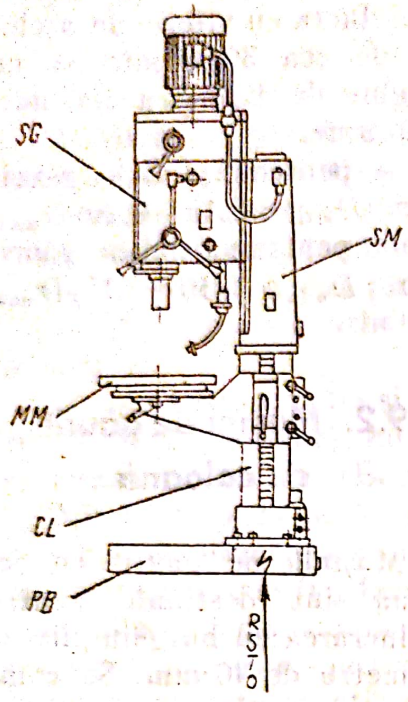


Fig. 9.2

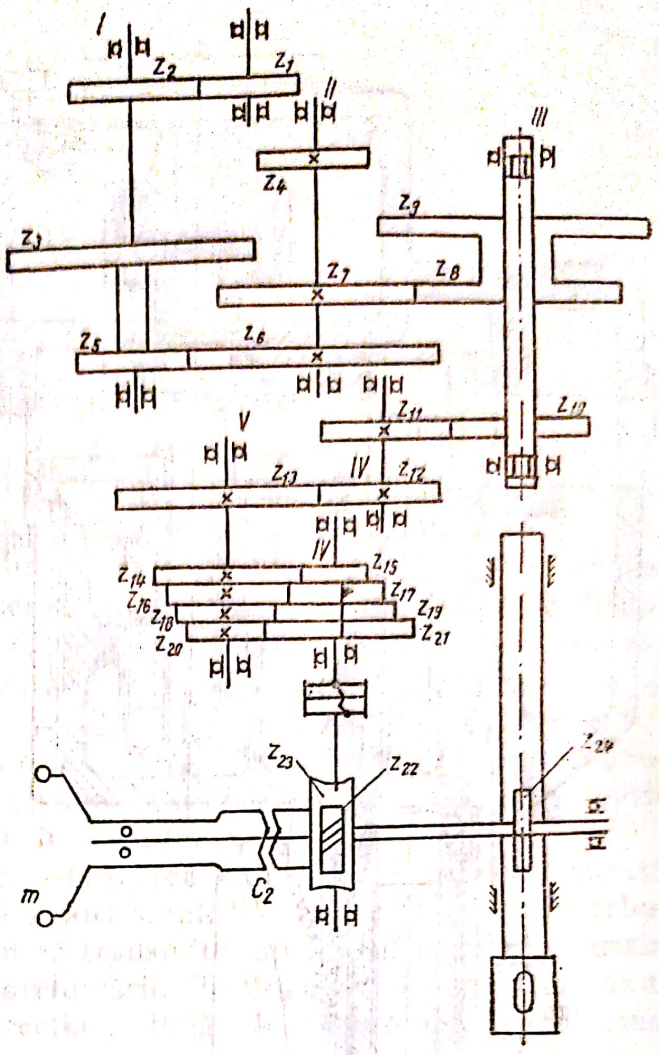


Fig. 9.3

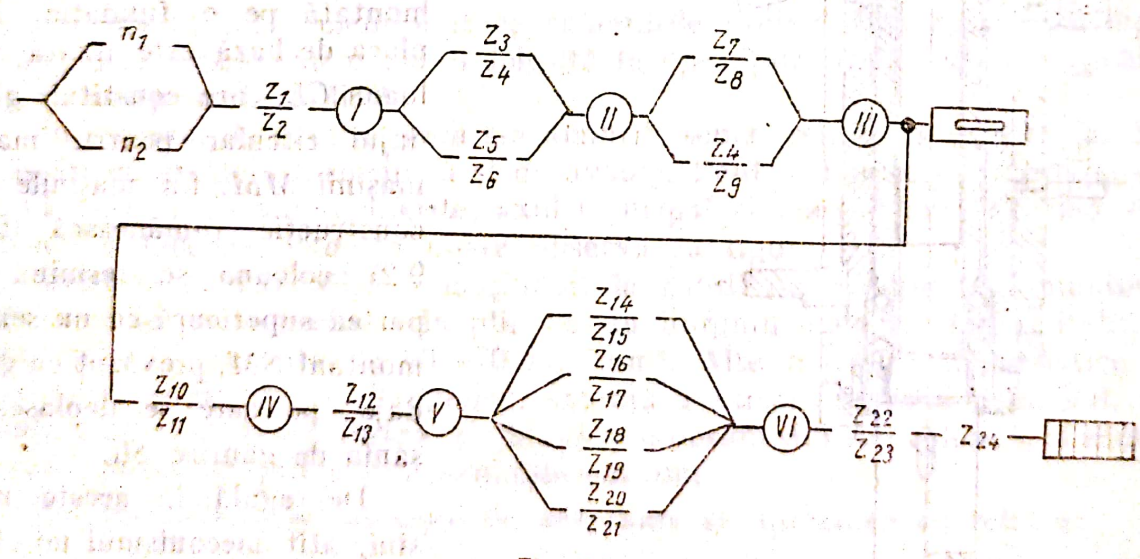


Fig. 9.4

Lanțul mișcării de avans poate fi antrenat manual sau mecanic. Mișcarea pentru avansul mecanic este preluată de la arborele principal, deci se exprimă în mm/rot.

Schema cinematică a unei mașini de găurit cu coloană, de construcție românească, este prezentată în figura 9.3, iar formula structurală în figura 9.4.

Scanned with OKEN Scanner

Din schema cinematică și formula structurală se poate deduce ușor lanțul cinematic pentru mișcarea principală (de la motor prin angrenajul z_1-z_2, axele *I*, *II*, *III* la arborele principal) și pentru mișcarea de avans (de la axul *III* prin roțile $z_{10}-z_{11}$, $z_{12}-z_{13}$, axele *V*, *VI*, angrenajul melc-roată melcată $z_{22}-z_{23}$, roata dințată z_{24} la cremaliera de pe arborele principal).

Deoarece motorul electric are două turații, la arborele principal se obțin 8 turații distincte între 224 și 1 800 rot/min.

Cuplarea și decuplarea avansului automat se face cu ajutorul cuplajului C_1, care cuplat, transmite mișcarea de la mecanismul de avans cu pană mobilă, la arborele principal, obținîndu-se patru trepte de avansuri între limitele 0,08—0,315 mm/rot. Cînd cuplajul C_1 este decuplat, se poate lucra și cu avans manual, care se obține cu ajutorul manetei m_1 și cuplajul C_2.

9.3. Mașini de găurit cu montant

Mașinile de găurit cu montant (fig. 9.5) sînt asemănătoare cu cele cu coloană, cu deosebirea însă că în locul coloanei există un montant mai rigid permițînd prelucrarea cu burghiu pînă la diametru de 60—70 mm. De asemenea se deosebesc și prin faptul că, uneori, cutia mecanismului mișcării principale este fixată rigid de montant, iar cutia mecanismului mișcării de avans este

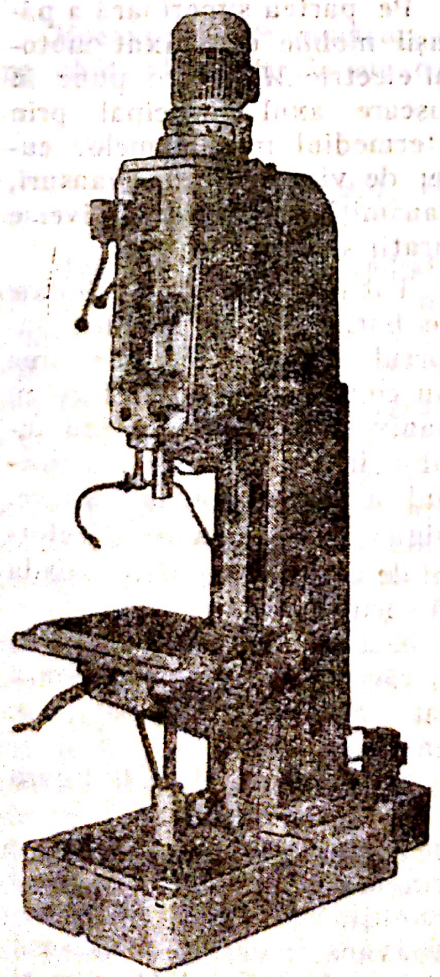


Fig. 9.5

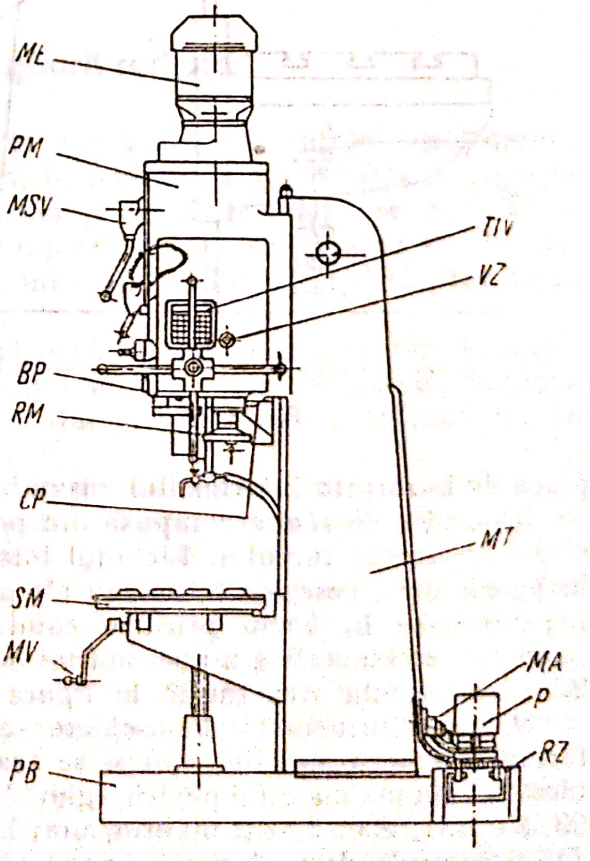


Fig. 9.6

Scanned with OKEN Scanner

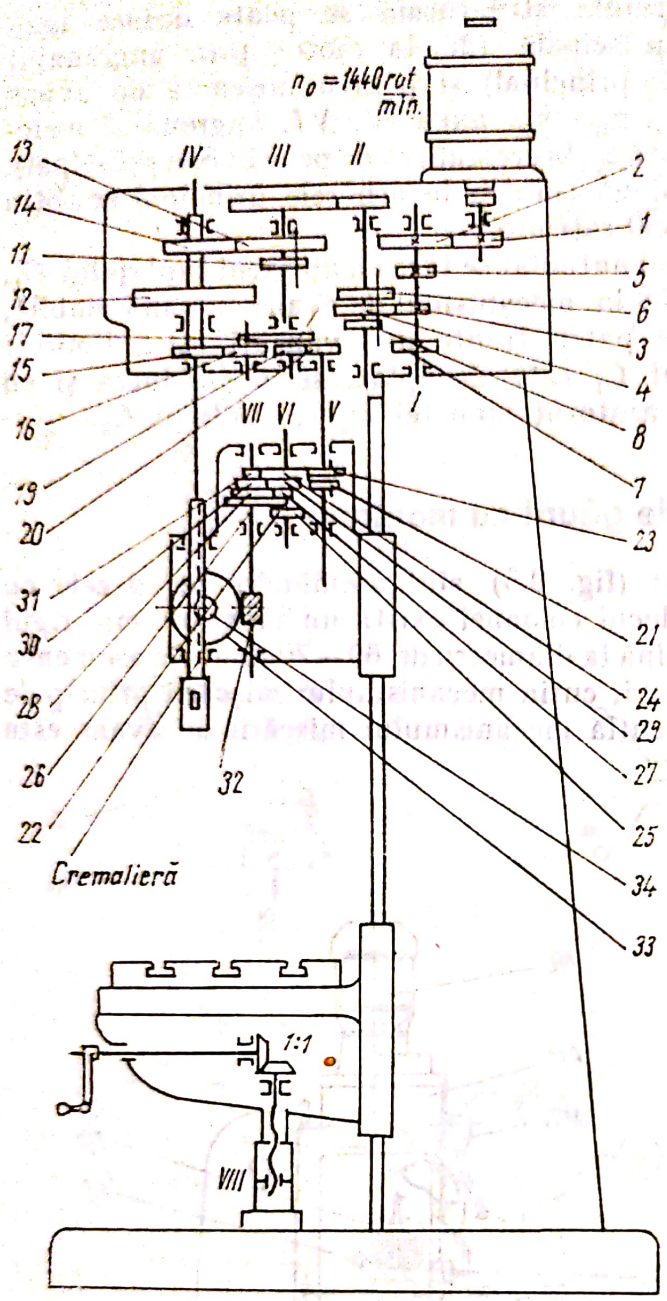


Fig. 9.7

mobilă de-a lungul ghidajelor prismatice verticale ale montantului. Poziția acesteia se reglează după dimensiunea semifabricatului.

Vederea generală cu principalele părți componente ale mașinii de găurit tip G 40, de construcție românească, este prezentată în figura 9.6.

Pe placa de bază *PB* este fixat cu șuruburi montantul *MT*, în care se montează instalația electrică. Păpușa mobilă *PM*, în care se găsesc mecanismele cutiei de viteze și de avansuri, se montează pe ghidajele batiului, permițînd mișcarea pe verticală a acesteia.

Pe partea superioară a păpușii mobile este fixat motorul electric *ME*, care pune în mișcare axul principal prin intermediul mecanismelor cutiei de viteze și de avansuri, transmițîndu-i acestuia diverse turații și avansuri.

Tot pe cele două ghidaje ale batiului este montat suportul mesei *SM*. Ridicarea sau coborîrea mesei se face cu manivela *MV* care, rotind șurubul în piuliță, prin intermediul a două pinioane conice, asigură deplasarea. Astfel, efortul de așchiere este transmis la placa de bază prin intermediul ansamblului masă-șurub-piuliță.

Instalația de răcire compusă din pompa *P* și bazinul *RZ*, asigură răcirea sculei în timpul lucrului. Lichidul folosit pentru răcirea sculei se colectează în jgheaburile mesei de lucru sau ale plăcii de bază, construite în acest scop, întorcîndu-se în bazin printr-o conductă de cauciuc.

Schema cinematică a unei mașini de găurit cu montant este dată în figura 9.7, iar formula structurală în figura 9.8.

Mișcarea principală de așchiere se obține de la motorul electric (v. și formula structurală, fig. 9.8) și se transmite prin axele *I*, *II*, *III* și două blocuri baladoare axului port-burghiu *IV*. Astfel se obțin șase turații și anume: 53, 84, 131, 200, 320 și 500 rot/min. Mișcarea de avans se obține de la axul *IV* și conurile de pinioane cu pană glisantă de pe axele *VI* și *VII*, cum și

Scanned with OKEN Scanner

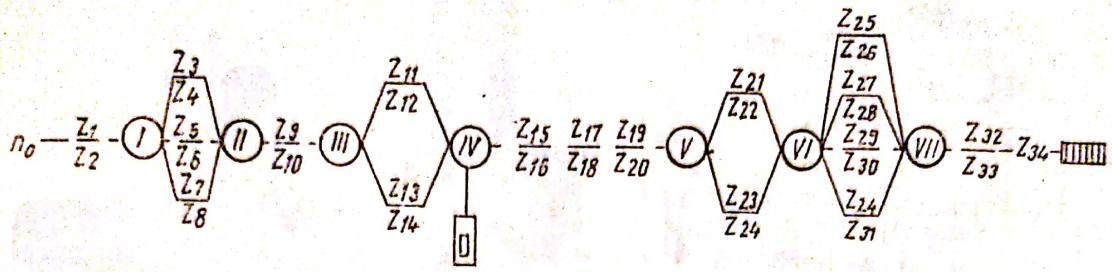


Fig. 9.8

prin baladorul cu roţile 21 şi 23. Astfel se obţin opt avansuri: 0,1—0,145—0,275—0,400—0,575—0,788—1,11 mm/rot.

Ecuaţia lanţului cinematic pentru mişcarea principală este:

$$n_0 \frac{z_1}{z_2} i_{I-II} \frac{z_9}{z_{10}} i_{III-IV} = n_{IV}, \tag{9.3}$$

iar pentru mişcarea de avans:

$$1\ rot.\ ap \frac{z_{15}}{z_{16}} \frac{z_{17}}{z_{18}} \frac{z_{19}}{z_{20}} i_{V-VI} i_{VI-VII} \frac{z_{32}}{z_{33}} \pi m z_{34} = S. \tag{9.4}$$

Mecanismul de avansuri este montat într-o cutie care se poate deplasa pe ghidajele verticale ale coloanei.

9.4. Maşini de găurit radiale

Maşinile de găurit radiale servesc la executarea operaţiilor de găurire, lărgire, alezare şi tarodare la piese mari, în producţia individuală şi de serie mare. La maşinile de găurit radiale, scula şi capul de găurit se deplasează pînă la centrul găurii de prelucrat, în timp ce piesa, aşezată liber sau în dispozitiv pe masă sau pe placa de bază a maşinii, rămîne nemişcată pînă ce se execută toate găurile pe o faţă a ei.

Caracteristicile principale care indică posibilităţile de producţie ale maşinilor de găurit radiale sînt următoarele: diametrul maxim de găurit, distanţa de la axul principal la coloană, cursa axului principal, distanţa maximă de la faţa axului principal la placa de bază.

Maşinile din această categorie se execută în diverse variante constructive, dar care au la bază acelaşi principiu de lucru. Deosebirile constau mai ales în modul de realizare a diferitelor mişcări de potrivire. În figura 9.9 sînt reprezentate principalele subansambluri ale unei maşini radiale de găurit de formă clasică. Placa de bază *PB* susţine coloana *CL* şi masa *ML* pe care se fixează semifabricatul. Semifabricatele mari se prind direct pe placa de bază. Pe coloana *CL* glisează în direcţie verticală braţul *BR*. Această mişcare este realizată printr-un mecanism cu şurub şi piuliţă *MSP* acţionat de motorul *ME2* fixat pe coloană. Coloana este formată dintr-o parte centrală tronconică *PCT*, fixată pe placa de bază, şi o parte exterioară tubulară care se poate roti împreună cu braţul *BR* într-un sens sau altul cu 360°. Această mişcare de reglare se face manual, după care coloana se blochează cu ajutorul

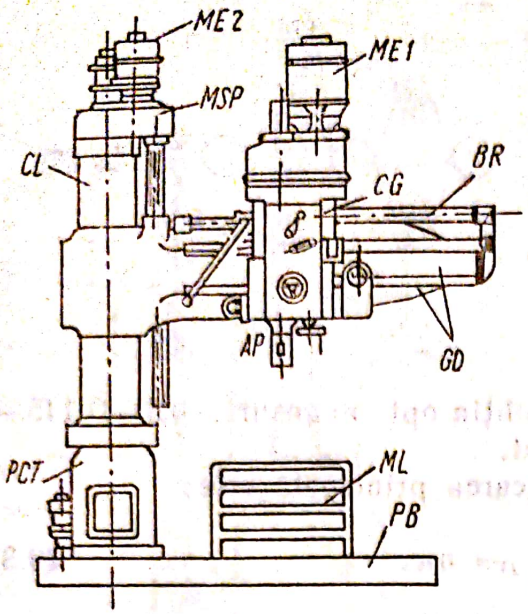


Fig. 9.9

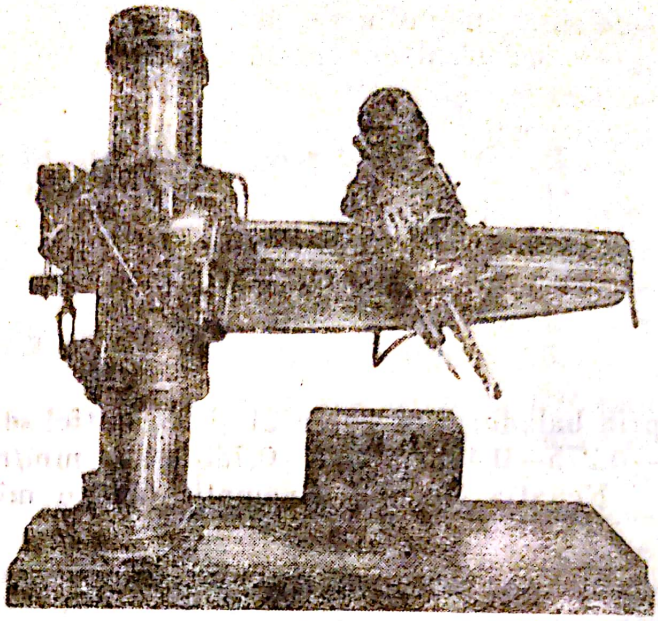


Fig. 9.10

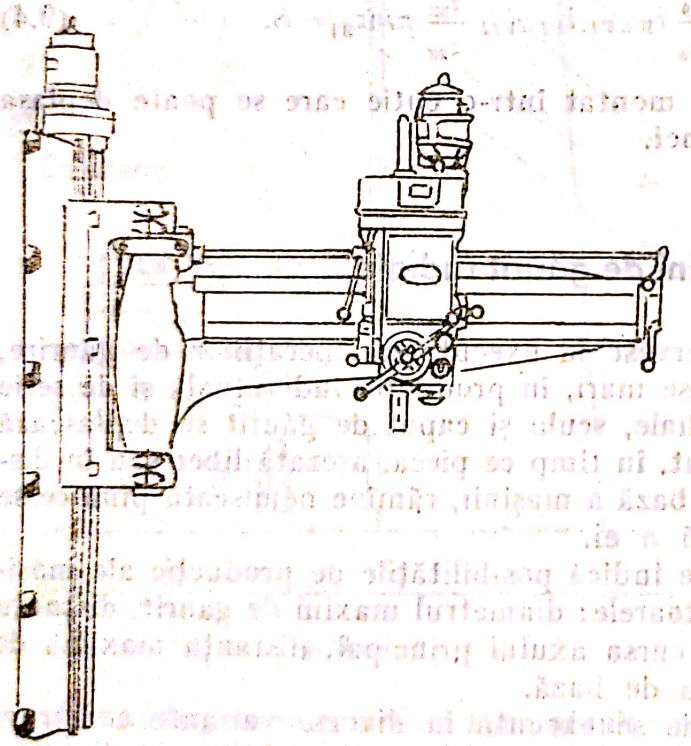


Fig. 9.11

unei frîne montată la baza coloanei. În lungul brațului *BR*, pe ghidajele *GD*, se poate deplasa manual capul de găurit *CG*, în care sînt montate mecanismele de viteze și avansuri. Aceste mecanisme acționate de motorul electric *ME*1, transmit arborelui principal *AP* mișcarea principală de rotație și mișcarea de avans axial.

După executarea mișcărilor de potrivire, se blochează coloana, brațul pe coloană și capul de găurit pe braț. Prin aceasta se mărește rigiditatea sistemului și în consecință precizia de găurire.

În afară de mașinile de găurit radiale care au construcția clasică din figura 9.9 și care sînt cel mai frecvent utilizate, se construiesc și alte tipuri de mașini de găurit radiale (fig. 9.10 și 9.11). La mașinile de găurit raidale din figura 9.11 brațul este fixat pe un suport special, pe un perete sau un stîlp al atelierului. Deplasarea brațului în sus sau jos, se face pe ghidajele suportului cu ajutorul unui mecanism cu șurub, avînd și posibilitatea de a se roti cu 180°.

Scanned with OKEN Scanner

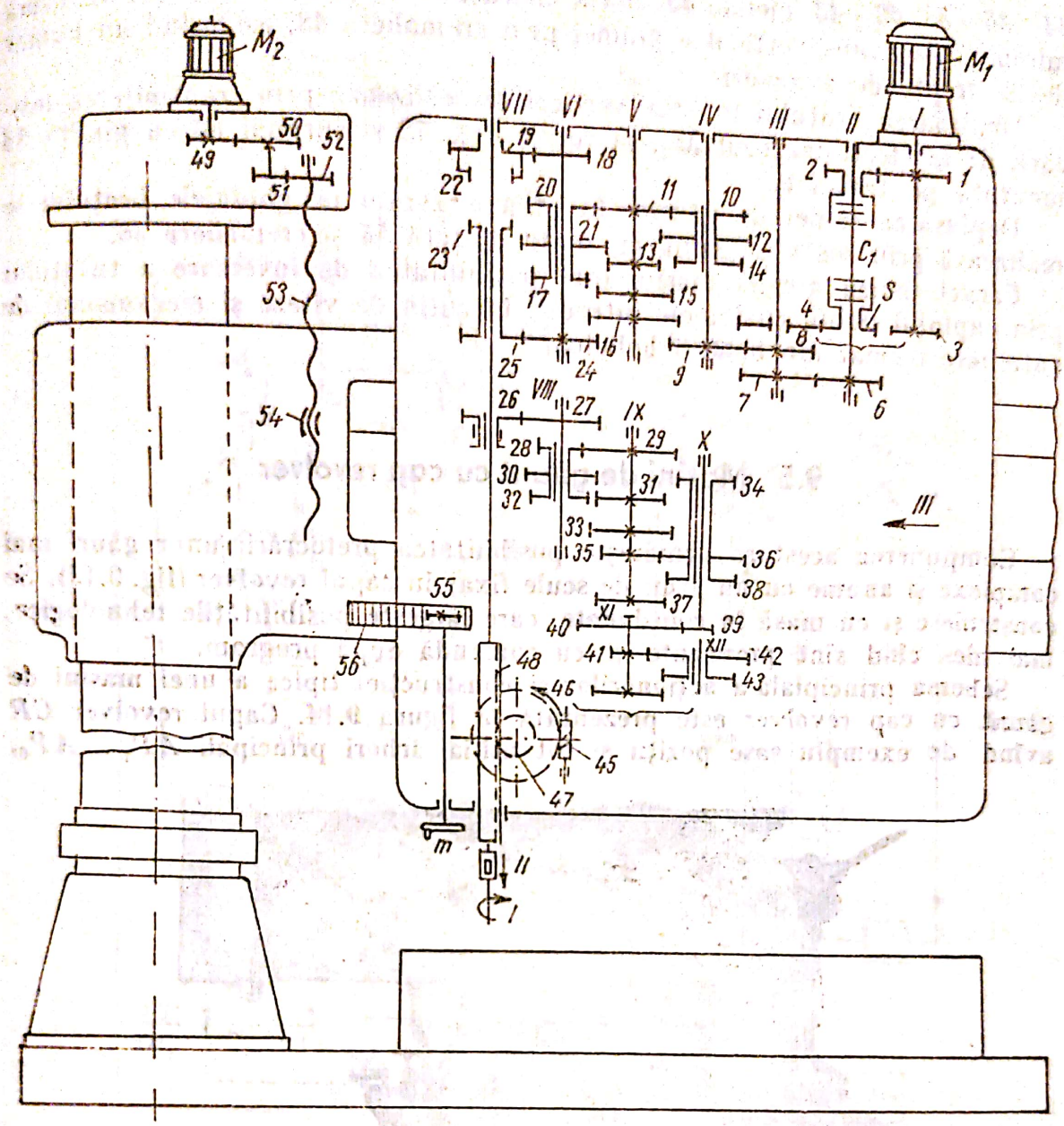


Fig. 9.12

La unele tipuri, capul de găurit este montat pe o placă putîndu-se roti în jurul unei axe orizontale. Prin aceasta se creează posibilitatea prelucrării găurilor înclinate.

Schema cinematică a unei maşini de găurit radiale este reprezentată în figura 9.12.

Mişcarea de rotaţie a axului principal se transmite prin cutia de viteze, de forma $3_3 \times 3_1 \times 2_9$, prin axele *I — VII* prevăzute cu un cuplaj dublu cu lamele C_1 pentru inversarea turaţiilor, două blocuri baladoare triple *10—12—14*, *17—20—21* şi blocul balador dublu *23—25*, asigurînd un număr de 18 trepte de turaţii.

Mişcarea de avans se obţine printr-o mişcare derivată de la axul principal transmisă la cutia de avansuri prevăzută cu trei blocuri baladoare 28—30—32,

Scanned with OKEN Scanner

34—36—38, *42—43*, melcul *45*, roata melcată *46* cu pinionul *47*, care imprimă mișcarea de avans vertical a pinolei prin cremaliera 48, asigurînd un număr de 28 trepte de avansuri.

Deplasarea brațului în sens vertical se realizează prin transmiterea mișcării de la electromotorul M_2, la roțile *49* ... *52* și șurubul *53* cu piulița *54* montată pe traversă.

Deplasarea saniei de găurire în plan orizontal pe ghidajele brațului se realizează prin roata de mînă *m*, roata dințată *55* și cremaliera *56*.

Caracteristica acestei mașini este posibilitatea de inversare a turațiilor prin cuplajul dublu cu lamele introdus în cutia de viteze și mecanismul de antrenare format din blocuri baladoare.

9.5. Mașini de găurit cu cap revolver

Compunerea acestora urmărește posibilitatea prelucrării unor găuri mai complexe și anume cu un grup de scule fixat în capul revolver (fig. 9.13). Se construiesc și cu masă în coordonate, care lărgește posibilitățile tehnologice, mai ales cînd sînt prevăzute și cu comandă după program.

Schema principială a acționărilor și construcției tipice a unei mașini de găurit cu cap revolver este prezentată în figura 9.14. Capul revolver *CR* avînd de exemplu șase poziții și tot atîția arbori principali AP_1 ... AP_6,

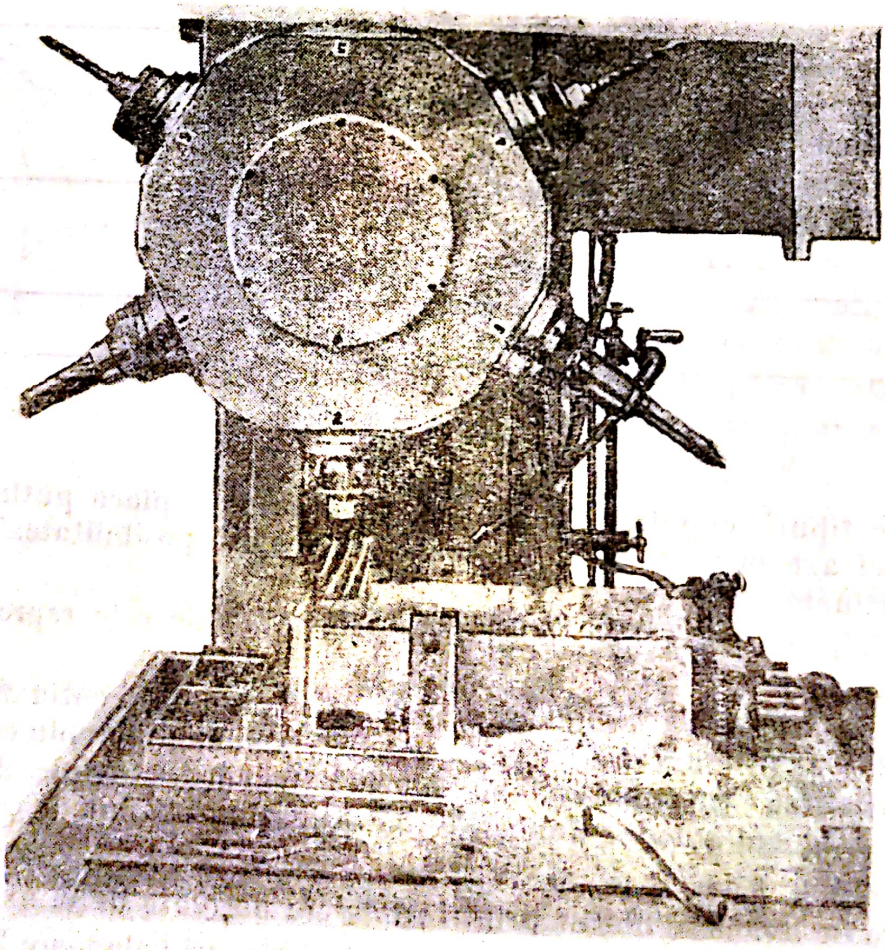
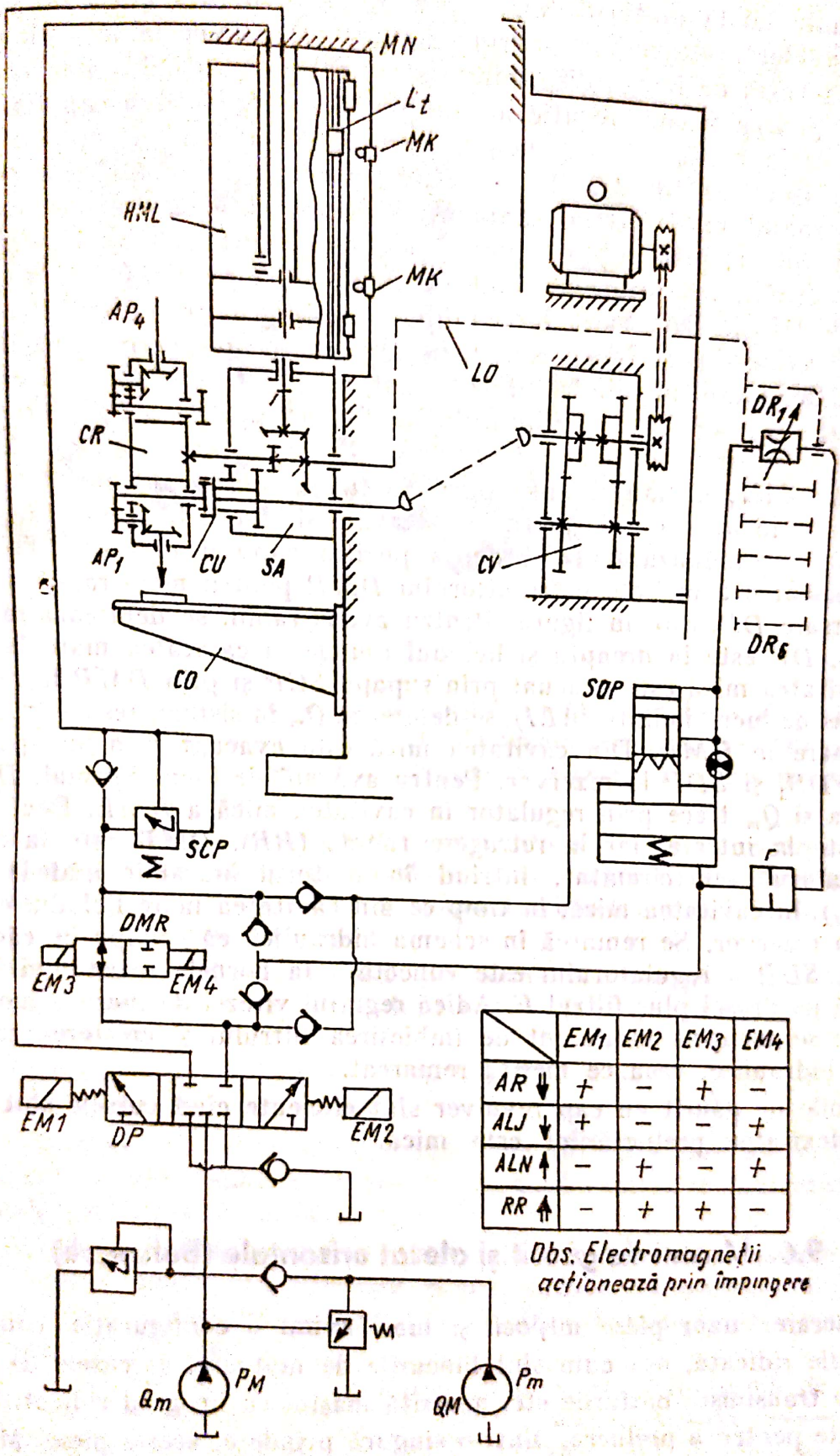


Fig. 9.13



	EM1	EM2	EM3	EM4
AR ↓	+	−	+	−
ALJ ↓	+	−	−	+
ALN ↑	−	+	−	+
RR ↑	−	+	+	−

Obs. Electromagneții acționează prin împingere

Fig. 9.14

Scanned with OKEN Scanner

este montat pe sania S_1 care antrenată de un motor hidrualic HML, execută avansuri de lucru și rapide în ambele sensuri. Mișcarea principală de rotație se transmite de la motorul $EMAT$, se multiplică prin cutia de viteze CV cu cuplaje electromagnetice și prin cuplajul CU ajunge la arborele principal AP_i din poziția de lucru, dispunîndu-se astfel de turații diferite schimbabile din mers pentru fiecare poziție a capului revolver. Rotirea capului revolver se preia de la același lanț principal după deplasarea la dreapta a cuplajului CU, astfel ca roțile 1 și 1′ să se angreneze. Cuplajul CU este comandat prin programul mașinii cînd sania este retrasă suficient. Odată cu rotirea capului revolver, prin roțile conice 2 și 2′ se rotește și cilindrul motorului hidraulic HML, iar printr-un lanț cinematic LD se rotește și un tambur cu drosele DR_1 ... DR_6. Deschiderea diferită a fiecărui drosel asigură o mărime diferită a avansului de lucru pentru fiecare poziție, respectiv sculă din capul revolver. Pe exteriorul cilindrului de la motorul HML se află șase serii de limitatoare L_i. Datorită rotirii cilindrului la fiecare poziție a capului revolver, o altă serie de limitatoare se află în dreptul microcomutatoarelor MK de pe montantul MN, comandîndu-se prin ele inversarea avansului, trecerea de la avans rapid la avans de lucru, de la avans de lucru la retragerea rapidă sau altfel, corespunzător fazei de la poziția capului revolver. Tabelul de condiții pentru comanda distribuitorului DMR pentru mers rapid și a celui de reversare DP, este în figură. Pentru avans rapid, se debitează în sistem Q_m+Q_M, DP este la dreapta și lichidul ajunge în cavitatea mare la HML. Din cavitatea mică este evacuat prin supapa SCP și prin DMR la rezervor. La avans de lucru înainte (ALI), se debitează Q_m în sistem, respectiv în cavitatea mare la HML. Din cavitatea mică este evacuat prin supapa SCP, filtrul FDR_1 și SDP la rezervor. Pentru avansul de lucru normal, DR este la stînga și Q_m trece prin regulator în cavitatea mică a HML. Deci regulatorul este la intrare, iar la retragere rapidă (RR), DMR este la dreapta și regulatorul scurtcircuitat, intrînd în motorul hidraulic ambele debite (Q_m+Q_M), în cavitatea mică, în timp ce din cavitatea mare lichidul este eliminat la rezervor. Se remarcă în schema hidraulică că supapa de cădere de presiune SDP a regulatorului este conectată la bornele rezistenței hidraulice dată de drosel plus filtrul F. Adică reglajul vitezei de lucru a motorului hidraulic se menține indiferent de îmbîcsirea filtrului și creșterea rezistenței sale hidraulice, ceea ce merită remarcat.

Mașinile de găurit cu cap revolver sînt eficiente cînd cursele sînt scurte și complexitatea prelucrărilor este mică.

9.6. Mașini de găurit și alezat orizontale (Bohrwerk)

Prelucrarea unor piese mijlocii și mari avînd o configurație complexă, cu precizie ridicată, așa cum sînt blocurile de motoare, carcasele de reductoare, de transmisii, batiurile etc. necesită mașini cu un grad ridicat de universalitate pentru a prelucra, dintr-o singură prindere, aceste piese. Mașinile de găurit și alezat pot realiza prelucrarea acestor piese efectuînd, la o singură prindere a piesei, multiple operații ca: găurire, alezare, strunjire, frezare, filetare etc.

Scanned with OKEN Scanner

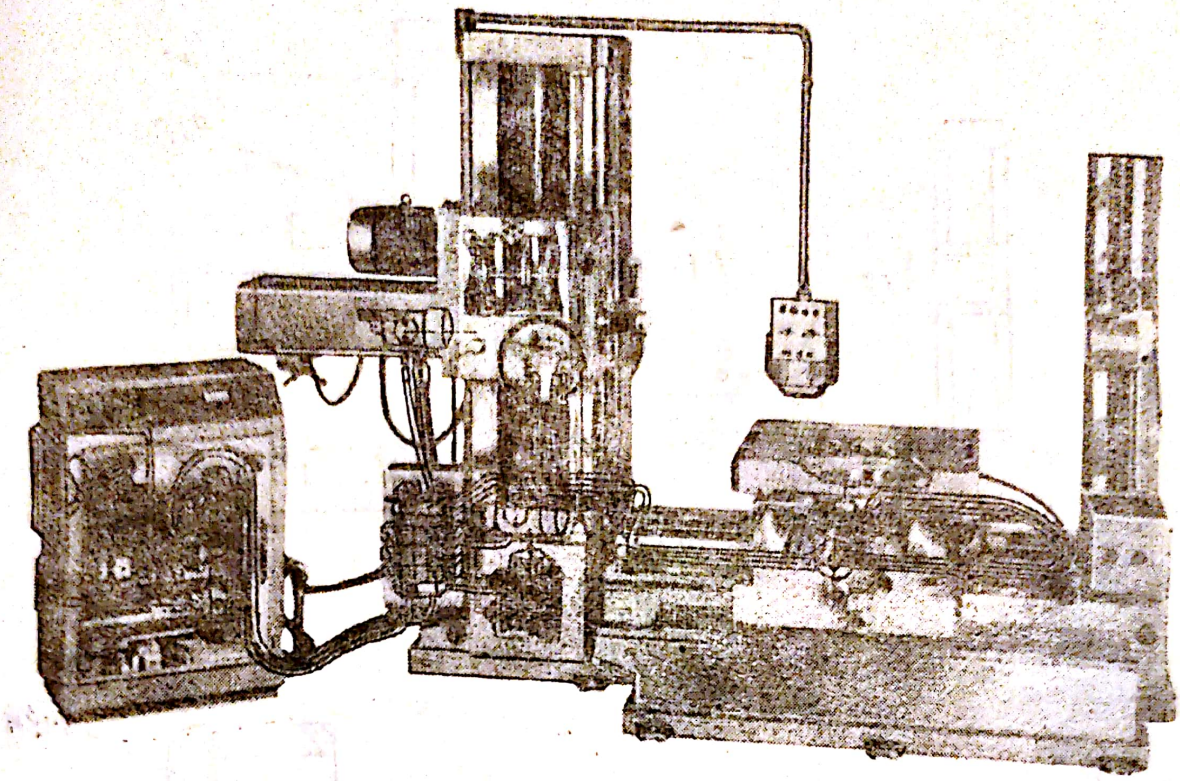


Fig. 9.15

Mașinile de găurit și alezat fiind mașini cu un grad înalt de universalitate se prezintă într-o mare diversitate de forme constructive. Dimensiunile mai mici se folosesc la operații de găurire și alezare, iar cele mari la operații de găurire și frezare.

Tipurile mai mari au masa astfel construită să execute mișcarea în plan orizontal după două axe perpendiculare și o mișcare de rotație (fig. 9.15). Mișcarea verticală este executată de păpușa arborelui principal, iar avansul axial de către arborele principal.

La tipurile mijlocii și mari sînt prevăzute coloane pe care este prinsă păpușa, care poate să se deplaseze după o direcție în plan orizontal, iar masa după cealaltă direcție.

Organele principale componente ale mașinii de găurit și alezat sînt (fig. 9.16):

— Cele două axe principale coaxiale, una tubulară care antrenează platoul pe care se află sania transversală. Cu axul central se prelucrează folosind sculę cu coadă de rîndunică;

— Păpușa arborelui principal *PAP*, care conține mecanismele cu roți dințate pentru schimbarea vitezelor și avansurilor. Pe peretele din față se află majoritatea manetelor de comandă. Deplasările se pot executa cu viteza de lucru și viteze rapide;

— Arborele principal, în cazul prelucrării pieselor în formă de carcasă, poate fi sprijinit într-un lagăr pe o coloană auxiliară *CA*;

— Mișcările de avans, din păpușa axului principal la masă se transmit printr-o bară canelată (de avans).

Mașinile de găurit și alezat mari, au și un al treilea ax principal pentru scule mici (fig. 9.17).

Scanned with OKEN Scanner

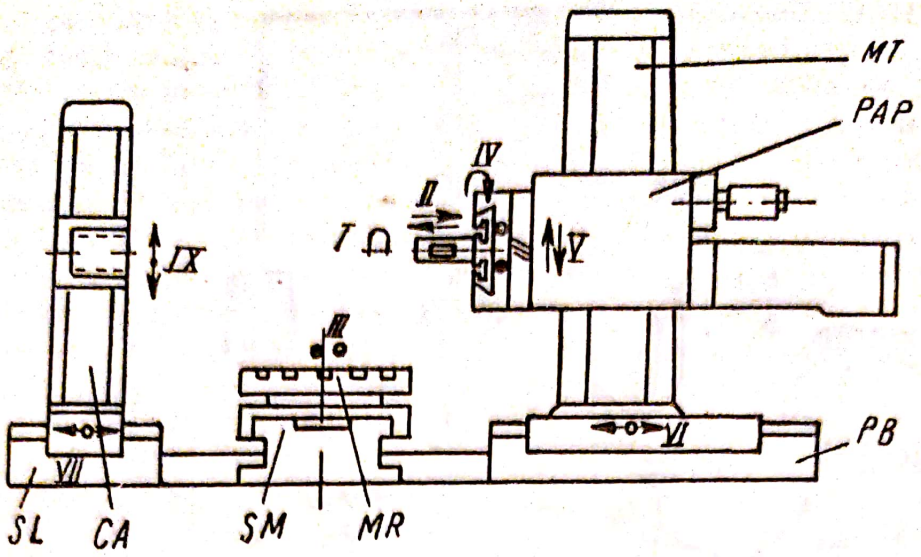


Fig. 9.16

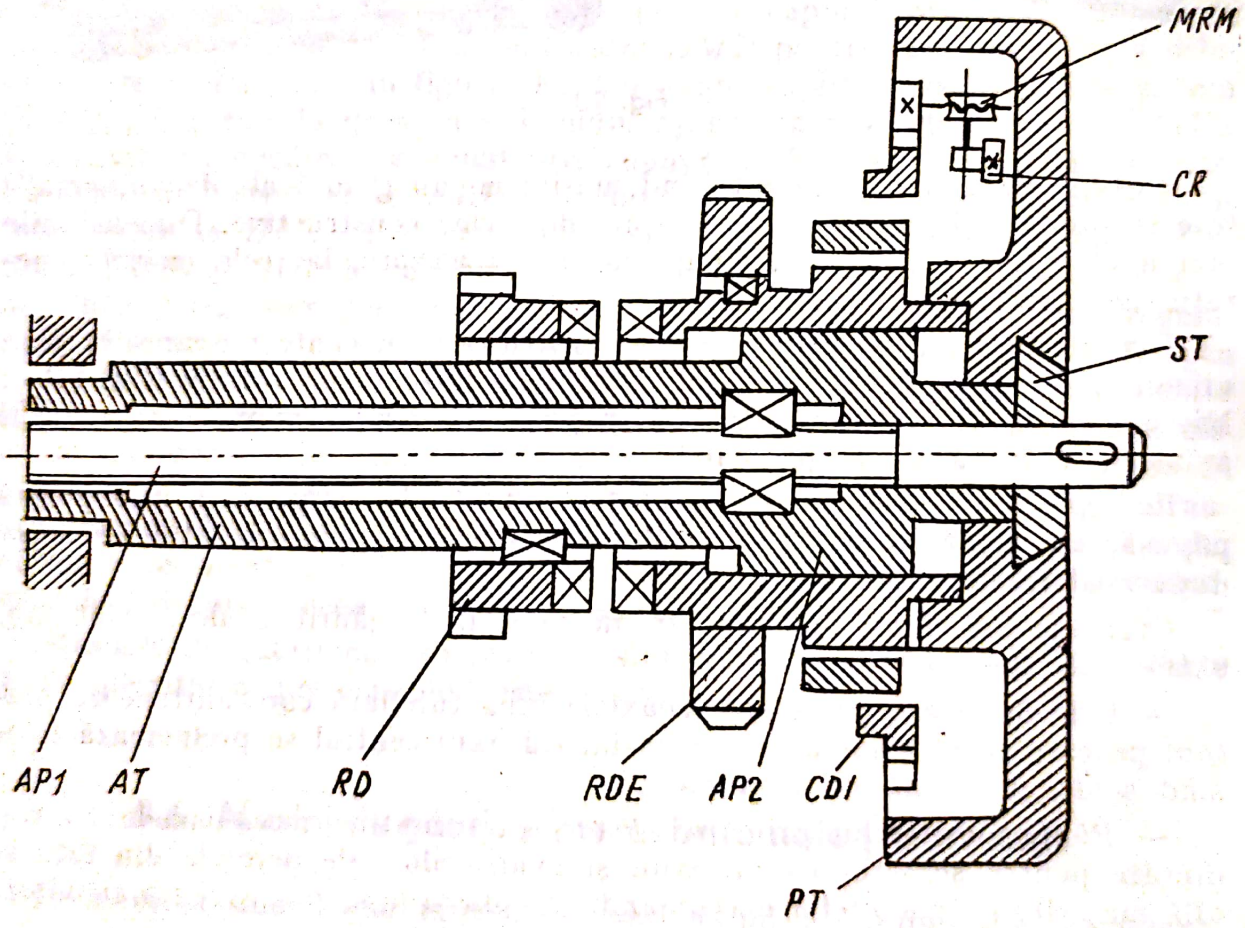


Fig. 9.17

Arborele principal $AP1$ primește mișcarea de rotație de la roata dințată RD prin axul tubular AT, și penele paralele. Arborele principal $AP2$ cu platoul PT, poate să primească mișcarea de la roata RD cînd cuplajul C_1 este cuplat, sau de la roata RDE, el este ghidat pe lagăre separate.

Scanned with OKEN Scanner

Avansul radial al saniei platoului este primit prin cremaliera CR, angrenajul melc-roată melcată MRM, și o roată dințată care angrenează cu o coroană dințată independentă CDI.

Rotirea coroanei CDI se obține de la roata RDE prin intermediul unui mecanism planetar.

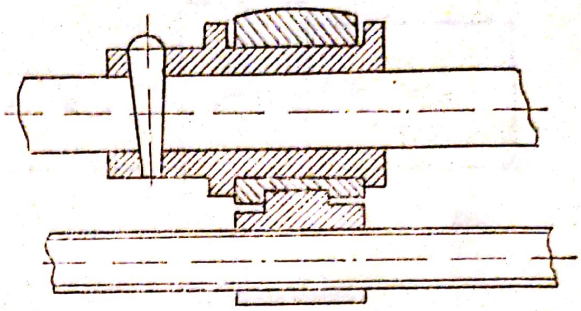


Fig. 9.18

Arborele central AP_1 prelucrează cu avans axial. Această mișcare este primită de la partea filetată a arborelui care este în angrenare cu o piuliță sau de la un șurub conducător special.

Pentru a scurta capul în consolă, arborele principal se construiește tubular introducîndu-se la un capăt piulița în care se poate roti șurubul conducător (fig. 9.18). Desigur după ce legătura din angrenajul $4-5$ este întreruptă.

Schema cinematică simplificată a unei mașini de găurit și alezat, la care antrenarea lanțurilor cinematice se realizează cu un singur motor, este prezentată în figura 9.19.

Determinarea turației sculei și a mărimii mișcărilor de avans se realizează cu ajutorul ecuațiilor generale ale mișcărilor.

Modul de transmitere a mișcărilor poate fi urmărit cu ajutorul schemei structurale care are forma din figura 9.20.

La unele tipuri de mașini de găurit și alezat, stîlpul și contra-stîlpul se pot deplasa longitudinal sau transversal fiind eliminată masa longitudinală, respectiv transversală.

9.7. Mașini de găurit în coordonate

Mașinile de găurit în coordonate se caracterizează printr-o precizie de prelucrare foarte ridicată, de ordinul micronilor. Pe aceste mașini se efectuează, în general, aceleași operații ca și pe mașinile de găurit și alezat orizontale (burghiere, lărgire, adîncire, alezare și frezare) dar pentru piese de dimensiuni mai mici. Ele sînt destinate prelucrării prototipurilor, dispozitivelor, sculelor sau a pieselor în serii mici, cărora li se impun condiții de precizie deosebită, respectiv toleranțe foarte strînse. Precizia mare de prelucrare a acestor mașini se asigură printr-o prelucrare foarte îngrijită a arborelui principal și a ghidajelor, care au jocuri foarte mici, și prin utilizarea unor sisteme foarte precise de măsurare a deplasărilor (coordonatelor).

Datorită jocurilor foarte mici și a sensibilității mari a acestor mașini în general, ele se recomandă să fie instalate în încăperi speciale cu temperatură constantă (18 ... 20°C).

Aceste mașini pot lucra atît în coordonate rectangulare cît și în coordonate polare. În sistemul de coordonate rectangulare poziția oricărui punct din plan se determină prin coordonatele x, y, iar în coordonate polare poziția

Scanned with OKEN Scanner

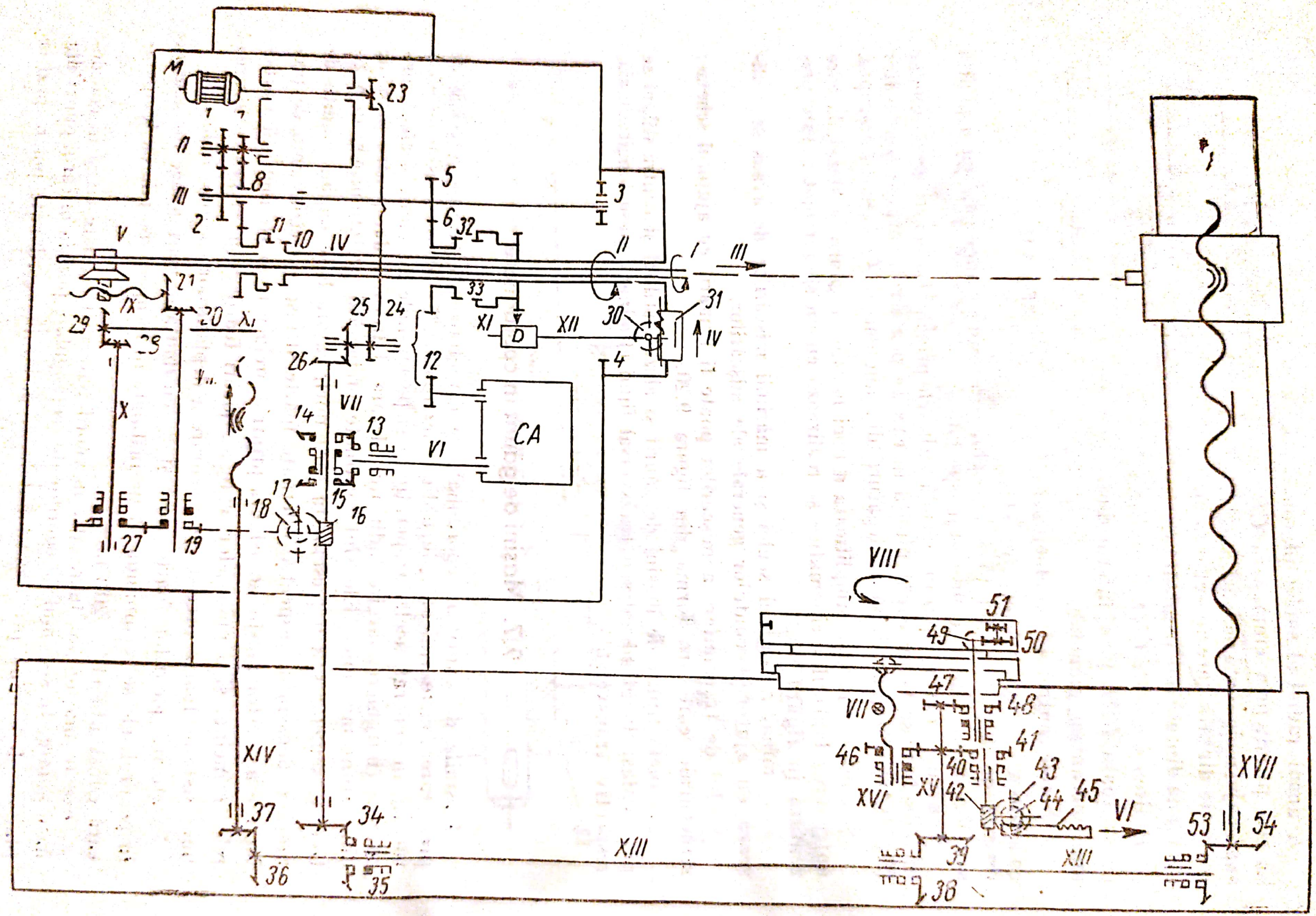


Fig. 9.19

Scanned with OKEN Scanner

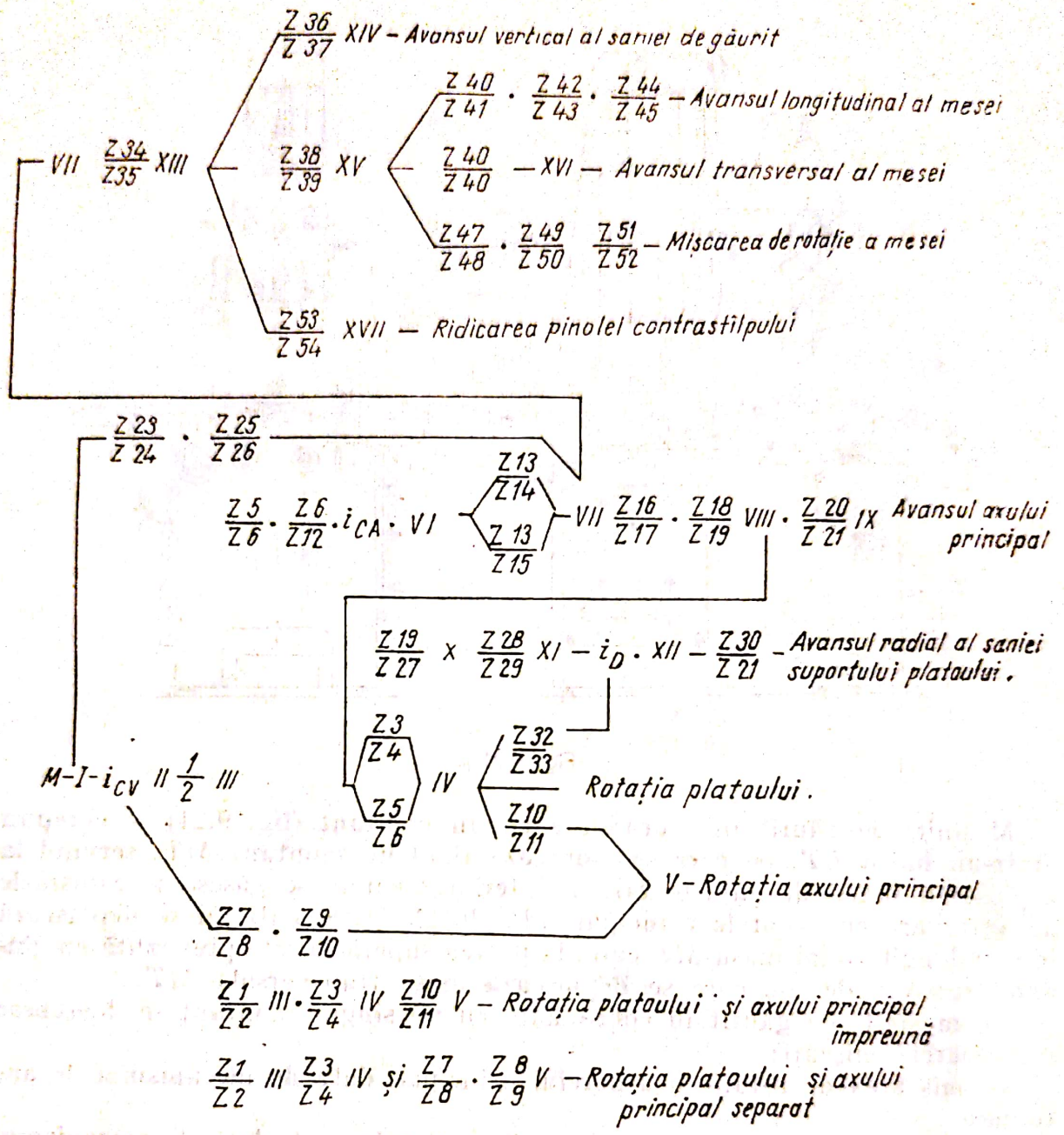


Fig. 9.20

punctelor este definită de raza polară și de unghiul φ al acesteia față de axa polară. Între coordonatele polare și rectangulare există relațiile:

$$y=\rho \sin \varphi;\ x=\rho \cos \varphi;\ \operatorname{tg} \varphi=\frac{y}{x};\ \rho=\sqrt{x^2+y^2}. \qquad (9.5)$$

Originea sistemului de coordonate este determinată de axa de rotație a platoului sau axa de rotație în plan vertical, iar sensurile coordonatelor x și y sînt date de deplasările saniei de găurire pe axele principale.

Mașinile de găurit în coordonate pot fi: *cu o singură coloană (montant)*, la care arborele principal se deplasează numai în direcție verticală, iar masa de lucru pe două direcții perpendiculare, și *cu două coloane (montanți)*, la care arborele principal execută pe lîngă avansul vertical și mișcarea de poziționare în sens transversal, masa de lucru se poate deplasa numai longitudinal.

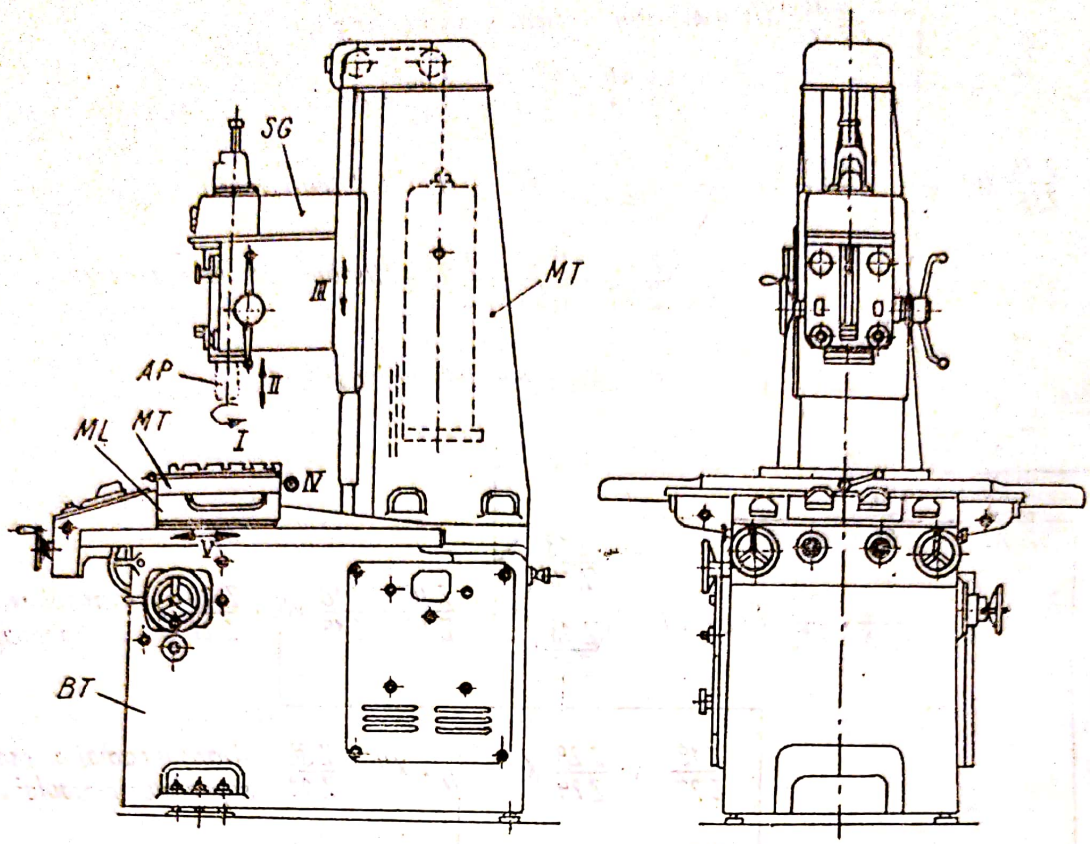


Fig. 9.21

Maşinile de găurit în coordonate cu un montant (fig. 9.21) se compun dintr-un batiu *BT*, pe care se montează rigid un montant *MT*, servind la deplasarea saniei de găurire *SG*, în interiorul căreia se găsesc mecanismele de antrenare cu arborele principal *AP*. Pe ghidajele batiului se deplasează în sens longitudinal masa *ML* care, la partea superioră este prevăzută cu ghidaje transversale, pe care se deplasează masa transversală *MT*.

La maşinile de găurit în coordonate cu un singur montant se deosebesc următoarele mişcări:

— mişcarea de rotaţie a arborelui principal, dată de mecanismul de antrenare;

— mişcarea de avans vertical a arborelui principal, dată de mecanismul de avansuri sau executată manual;

— mişcarea de potrivire, realizată de sania de găurire, prin deplasarea ei în sens vertical;

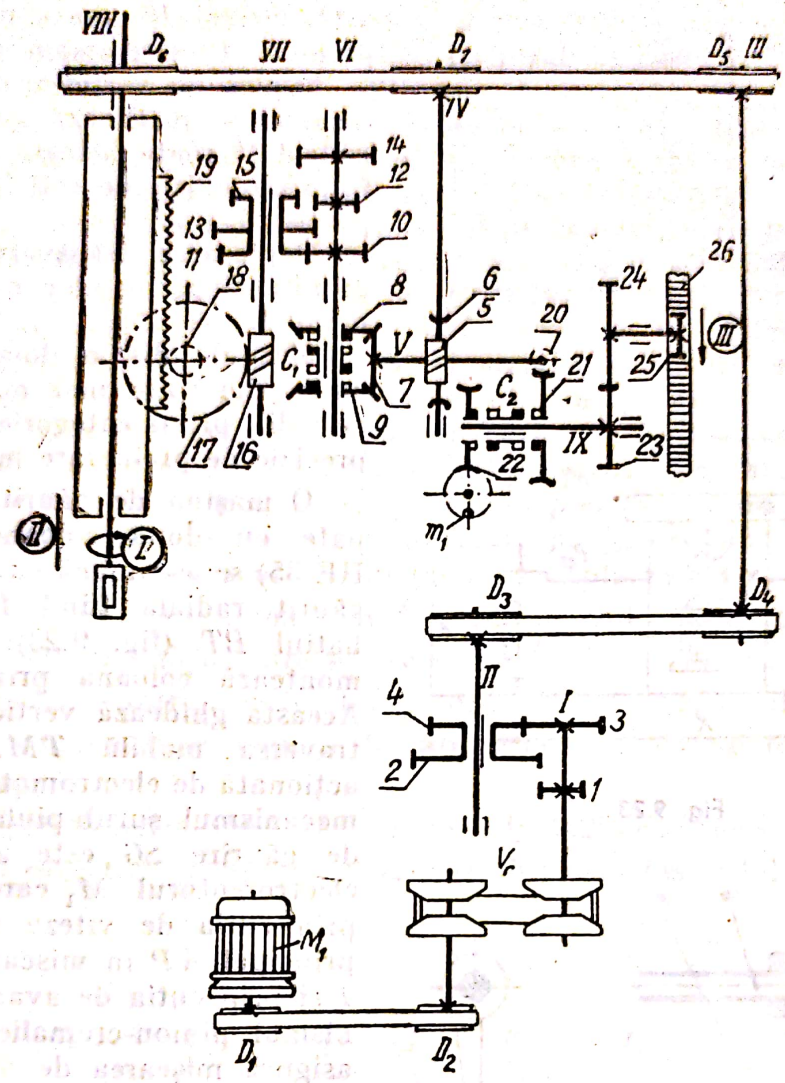
— mişcarea de potrivire în plan orizontal, realizată prin deplasarea mesei longitudinale.

Schema cinematică simplificată, a unei maşini de găurit în coordonate cu un montant, este prezentată în figura 9.22.

Mişcarea de rotaţie a arborelui principal se transmite de la motorul M_1, prin roţile D_1—D_2 şi variatorul mecanic V_r, la cutia de viteze cu un bloc balador dublu de la care, prin transmisia cu curea D_3—D_4 mişcarea ajunge la axul *III*, iar prin roţile de curea D_5—D_6 la arborele principal *VIII*.

Mişcarea de avans vertical se transmite prin roata de curea D_7, axul *IV*, angrenajul melc-roată melcată *5—6*, inversorul cu roţile *7—8—9*, axul *VI*

Scanned with OKEN Scanner



$$M_1 \frac{D_1}{D_2} \boxed{V_r} \left\langle \begin{matrix} \frac{1}{2} \\ \frac{3}{4} \end{matrix} \right\rangle \frac{D_3}{D_4} \frac{D_5}{D_6}$$ — Rotația axului principal

$$\frac{D_5}{D_7} \frac{5}{6} \left\langle \begin{matrix} \frac{7}{8} \\ \frac{7}{9} \end{matrix} \right\rangle VI \left\langle \begin{matrix} \frac{10}{11} \\ \frac{12}{13} \\ \frac{14}{15} \end{matrix} \right\rangle \frac{16}{17} \frac{18}{19}$$ — Avansul vertical al axului principal

$$\frac{20}{21} \frac{23}{24} \frac{25}{26}$$ — Deplasarea verticală a saniei de găurire

Fig. 9.22

Scanned with OKEN Scanner

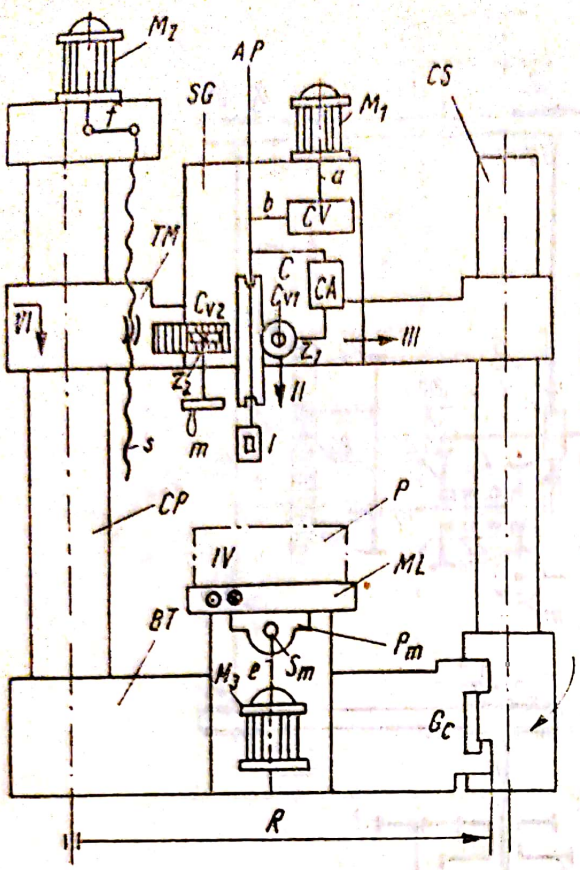


Fig. 9.23

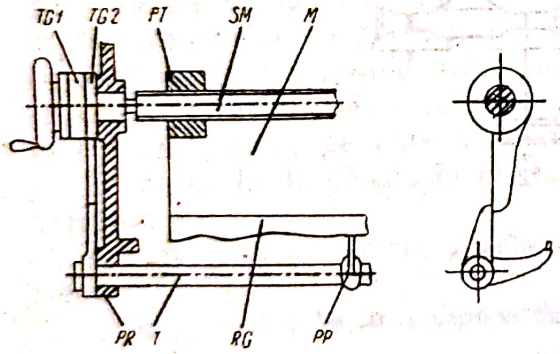


Fig. 9.24

cu trei roţi fixe angrenate cu un bloc balador triplu *11—13—15*, axul *VII*, melcul *16*, roata melcată *17*, pinionul *18* şi cremaliera *19*.

Deplasarea verticală de potrivire a saniei se realizează mecanic prin melcul *20*, roata melcată *21*, cuplajul C_2, angrenajele de roţi fixe *23—24*, pinola *25*.

Deplasarea transversală şi longitudinală a meselor se realizează manual.

Maşinile din a doua categorie au o rigiditate mai mare faţă de cele din prima categorie şi deci şi o precizie de prelucrare mai mare.

O maşină de găurit în coordonate cu două coloane (Oerlikon RE 35) se aseamănă cu o maşină de găurit radială fiind formată din batiul *BT* (fig. 9.23), pe care se montează coloana principală *CP*. Aceasta ghidează vertical şi susţine traversa mobilă *TM*, care este acţionată de electromotorul M_2 prin mecanismul şurub-piuliţă *S*. Sania de găurire *SG* este antrenată de electromotorul M_1 care acţionează, prin cutia de viteze *CV*, arborele principal *AP* în mişcarea de rotaţie *I* şi prin cutia de avansuri şi mecanismul pinion-cremalieră $z_1 - C_{r1}$ se asigură mişcarea de avans a sculei *II*. Prin roata de mînă *m* şi mecanismul pinion-cremalieră $z_2 - C_{r2}$, sania de găurire se poate deplasa manual cu mişcarea *III* pe traversa *TM*. Coloana secundară *CS* are rolul de a susţine traversa pentru a asigura maşinii o rigiditate mai mare. Masa maşinii *ML* este antrenată de un electromotor M_3 şi execută mişcarea de avans transversal al piesei (mişcarea *IV*) prin mecanismul şurub-piuliţă S_m.

Caracteristica acestei maşini este posibilitatea de rotire (mişcarea *V*) a traversei mobile *TM*, împreună cu coloana secundară *CS*, în jurul coloanei principale *CP*.

Pentru realizarea unei anumite poziţii de lucru, batiul *BT* are ghidajele circulare G_c, avînd raza *R*, care permit rotirea şi fixarea coloanei *CS* împreună cu traversa *TM*. Aceasta are, deci, aceeaşi funcţie ca braţul unei maşini

Scanned with OKEN Scanner

de găurit radiale, numai că prin ghidajele G_c și coloana CS se asigură acesteia o rigiditate mai mare și astfel precizia de lucru crește.

Instalațiile de măsurare și control a deplasărilor organelor mobile la mașinile de găurit în coordonate pot fi: cu șurub micrometric, cu cale-etalon și cu comparator și cu aparate optice.

Măsurarea cu șurub micrometric constă în măsurarea deplasării mesei M (fig. 9.24) prin intermediul șurubului micrometric SM și al piuliței PT, fixată de masă. Șurubul micrometric are un filet trapezoidal și are tamburul gradat $TG1$, care servește la măsurarea deplasărilor mesei de lucru, sau a saniei de găurire. Erorile de construcție ale pasului șurubului se elimină prin dispozitivul de corecție, format din rigla RG fixată pe sania mesei paralelă cu șurubul micrometric, pe care sînt prevăzute ridicături și adîncituri proporționale cu erorile pasului filetului. Rigla reprezintă o imagine mărită a erorilor șurubului micrometric. Pe rigla de corecție calcă palpatorul PP, fixat pe tija T, la extremitatea căreia oscilează pîrghia PR, care deplasează corespunzător tamburul gradat $TG2$, corectînd citirile pe vernier.

Măsurarea cu cale și comparator asigură o precizie mai mare ca cea cu șurub micrometric, deoarece acesta se uzează și pe de altă parte la măsurarea cu cale și comparator elementele care execută deplasarea nu intervin direct la măsurare. Măsurarea lungimilor se face cu ajutorul a două opritoare; unul fixat de amsamblul față de care se execută măsurarea, iar celălalt este fixat pe partea mobilă. Între aceste două opritoare se așază cale-etalon care determină o lungime bine definită, la care se adaugă diviziunile, în microni, date de comparator.

Sistemul optic de măsurare de *tip Lindner* (fig. 9.25) conține sursa de lumină SL, ale cărei raze trec printr-o lentilă care dirijează fascicolul luminos spre

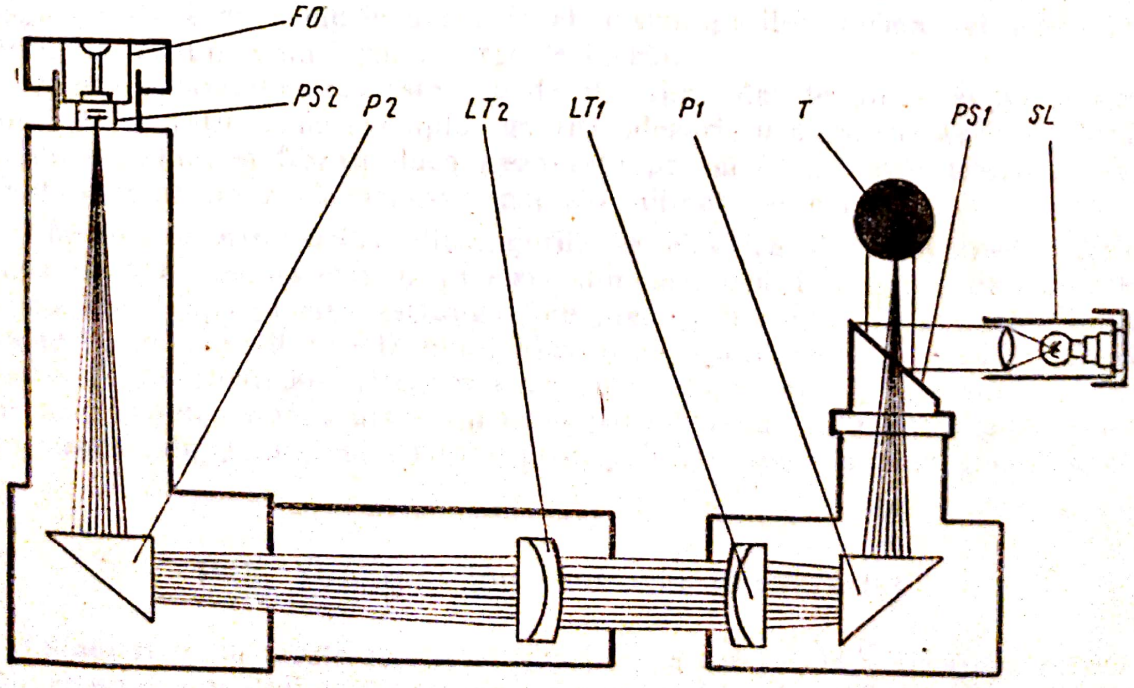
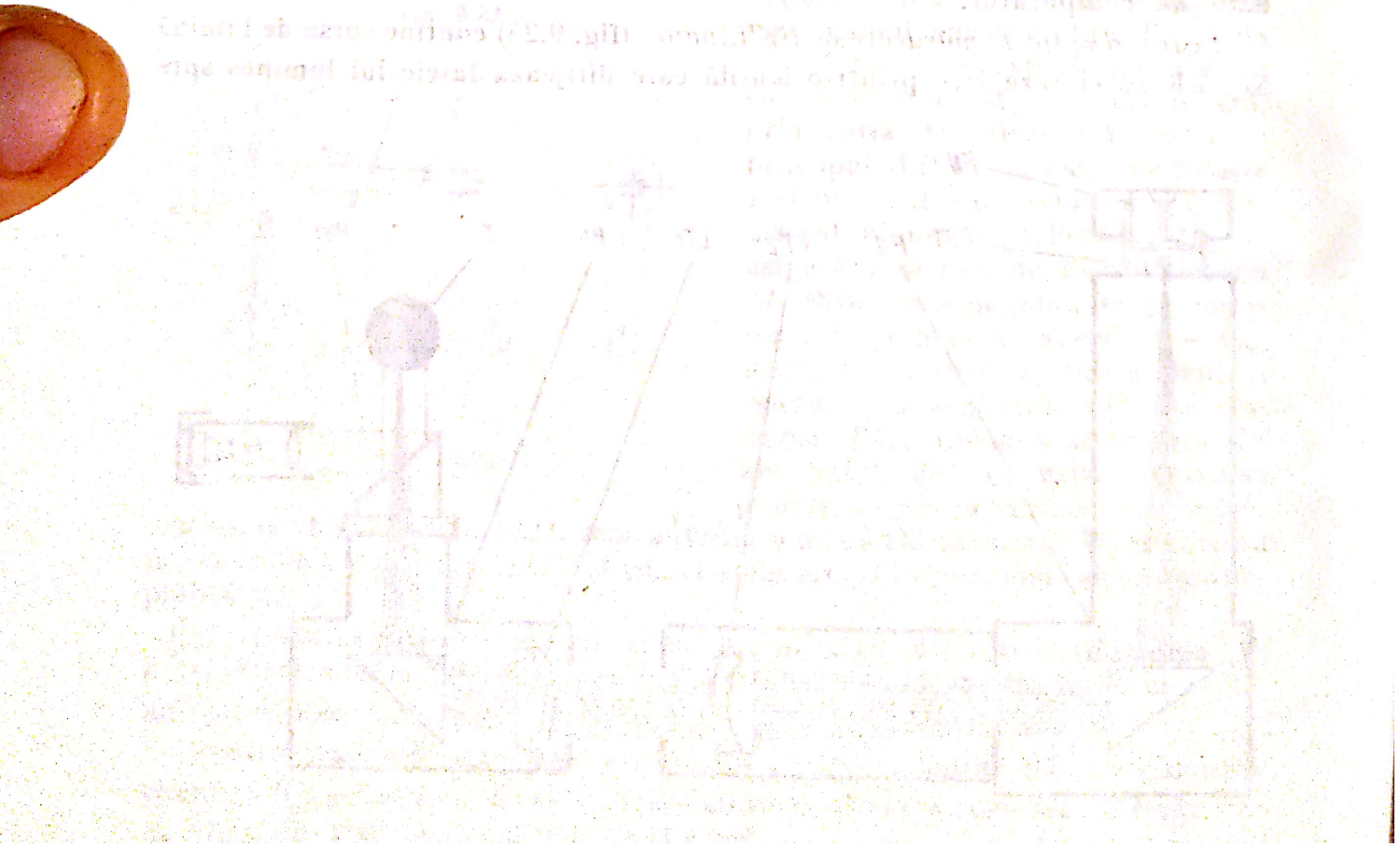


Fig. 9.25

Scanned with OKEN Scanner

o placă de sticlă *PS*1, înclinată la 45°. De aici razele luminoase sînt reflectate pe un tambur *T*, executat din oțel inoxidabil, pe suprafața căruia este trasată o linie elicoidală cu grosimea de 0,005 mm, și cu pasul de 2 mm. Lumina este reflectată de pe scala tamburului *T* prin placa de sticlă *PS* în prisma *P*1, spre lentila *LT*1, care face fascicolul paralel și îl trimite la lentila *LT*2 și prisma *P*2. Aceasta concentrează din nou razele luminoase și le trimite spre focarul ocularului *FO*. În cîmpul vizual al ocularului se găsește placa de sticlă *PS*2 pe care sînt imprimate două fire reticulare între care este adusă imaginea diviziunii tamburului gradat. Aceste sisteme de măsurare se aplică atît saniei longitudinale, cît și celei traversale a mesei.



10

STRUNGURI

10.1. Generalităţi. Clasificarea strungurilor

Strungul se numără printre cele mai vechi maşini-unelte şi totodată este una dintre cele mai răspîndite în industria constructoare de maşini.

Îmbunătăţirea continuă atît a construcţiei, cît şi a posibilităţilor de utilizare a strungurilor de la formele cele mai simple, care aveau o utilizare extrem de restrînsă, la construcţiile moderne cunoscute astăzi, cu largi posibilităţi de utilizare, au determinat desigur progresele realizate în toate ramurile industriei metalurgice prelucrătoare.

Strungul serveşte pentru prelucrarea prin aşchiere a diferitelor tipuri de piese. Prelucrarea pe aceste maşini se execută prin combinarea a două mişcări şi anume:

a) mişcarea de rotaţie (mişcarea principală de aşchiere) executată de piesa prinsă şi antrenată de arborele principal;

b) mişcarea de avans, care poate fi longitudinală la prelucrarea suprafeţelor cilindrice, transversală la prelucrarea suprafeţelor plane, sau combinaţii între acestea două la prelucrarea suprafeţelor conice sau profilate (de revoluţie).

Cu o serie de perfecţionări de ordin cinematic şi constructiv aduse într-o lungă perioadă de evoluţie a construcţiei strungurilor, forma actuală a lor permite executarea unei game largi de lucrări.

Operaţia caracteristică este cea de strunjire, dar se pot executa şi alte tipuri de operaţii ca de exemplu: găuriri, alezări cu alezorul sau cu cuţitul, rectificări, chiar şi frezări dacă freza este prinsă în arborele principal, iar semifabricatul pe sania transversală sau direct pe cărucior.

Clasificarea strungurilor. Strungurile se clasifică după diverse criterii. După calitatea suprafeţei şi precizia dimensională (strunguri de eboşare, de finisare), după precizie (strunguri cu precizie normală, de precizie), după gradul de universalitate (strunguri universale, specializate şi speciale), după gradul de automatizare (strunguri cu comandă manuală, semiautomate şi automate), după poziţia arborelui principal (strunguri orizontale şi verticale sau carusel), după numărul arborilor principali (strunguri monoax şi multiaxe).

10.2. Strunguri longitudinale (universale)

Caracteristic la aceste strunguri este poziţia orizontală a arborelui principal, avansul longitudinal continuu şi universalitatea prelucrărilor pe care le poate executa.

Scanned with OKEN Scanner

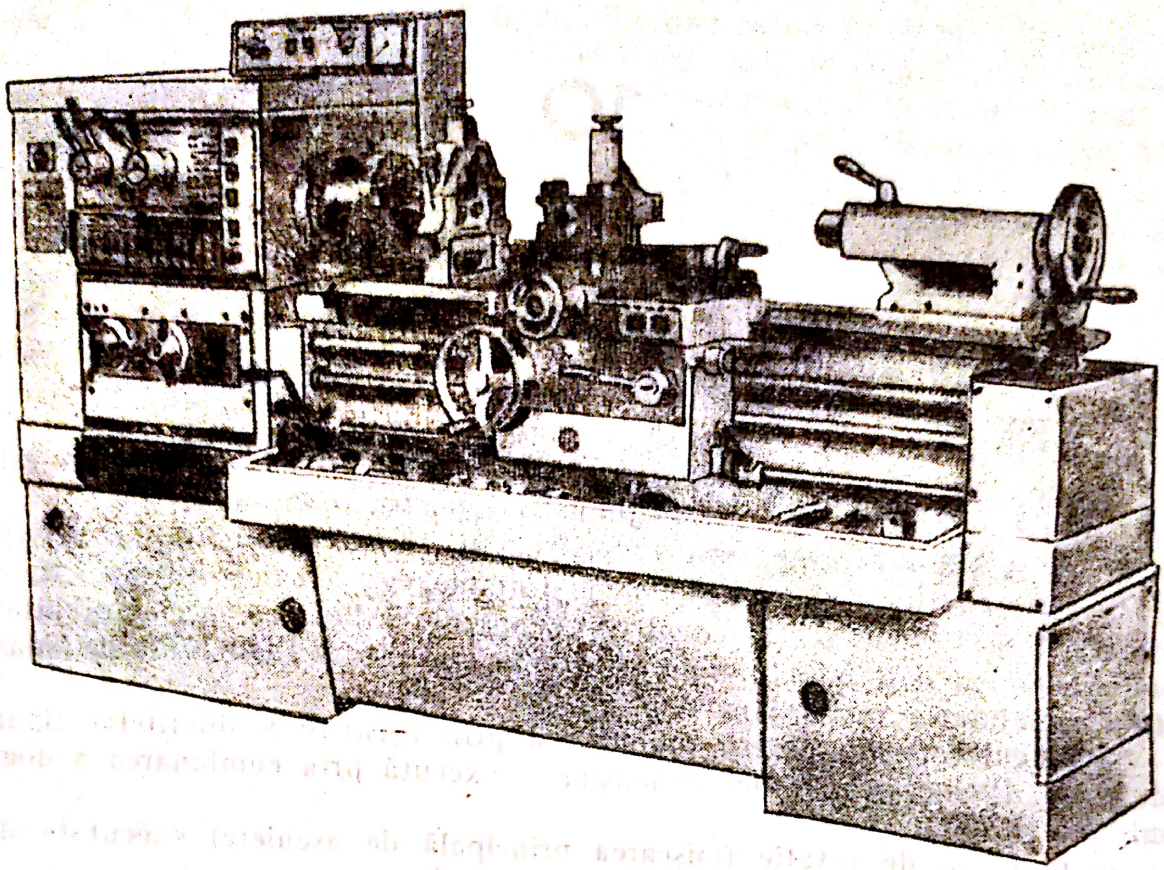


Fig. 10.1

Strungul longitudinal (universal) se utilizează de preferință în scularii, ateliere de reparații și în general în uzinele cu o producție individuală variată.

Necesitatea prelucrării unei game foarte variate de lungimi și dimensiuni, de calități de materiale, la care se mai adaugă calitatea suprafețelor (rugozitatea) și precizia de prelucrare, a condus la fabricarea diferitelor mărimi de strunguri longitudinale, capabile să satisfacă aceste cerințe. În esență însă construcția lor diferă foarte puțin.

În figura 10.1 este prezentată vederea generală a unuia dintre ultimele tipuri de strunguri longitudinale (universale), fabricate în țara noastră, și anume strungul longitudinal SNA 320.

Parametrii caracteristici principali ai strungului universal sînt:

— distanța maximă între vîrfuri, care indică lungimea maximă a semifabricatului ce se poate prelucra între vîrfuri;

— diametrul maxim ce se poate prelucra deasupra ghidajelor (Db), deci cînd piesa este prinsă numai în platou (mandrin);

— diametrul maxim ce se poate prelucra deasupra saniei transversale (Ds), cînd piesa este sprijinită și de vîrful păpușii mobile. În prezent, înălțimea H a vîrfurilor deasupra planului orizontal determinat de ghidajele patului a pierdut importanța, odată cu introducerea pe scară largă a ghidajelor prismatice, întrucît această distanță nu determină cu precizie diametrul maxim de strunjire a piesei.

Raportul celor două diametre satisface relația:

$$D_s=(0{,}5 \ldots 0{,}7)Db, \tag{10.1}$$

pentru strunguri mici și mijlocii, și

$$D_s=(0{,}7 \dots 0{,}85)Db, \tag{10.2}$$

pentru strunguri grele și foarte grele.

În afara parametrilor principali, strungurile universale sînt caracterizate și de: greutatea și dimensiunile de gabarit, numărul treptelor de turații, limitele seriei de turații, limitele seriei de avansuri de lucru și de filetare, diametrul alezajului arborelui principal, mărimea conului Morse la arborele principal și la pinola păpușii mobile, puterea motorului antrenor, pasul șurubului conducător.

Turația minimă a arborelui principal se determină cu ajutorul vitezei de așchiere minime v_{min} și diametrul maxim D_{max} al piesei de prelucrat cu relația:

$$n_{min}=\frac{1\,000v_{min}}{\pi D_{max}}, \text{ [rot/min]}. \tag{10.3}$$

Turația maximă se determină cu valoarea maximă a vitezei de așchiere v_{max} și valoarea minimă a diametrului D_{min} a piesei de prelucrat.

$$n_{max}=\frac{1\,000v_{max}}{\pi D_{min}}, \text{ [rot/min]}. \tag{10.4}$$

Vitezele de așchiere sînt exprimate în m/min, iar diametrele în mm.

Pentru strungurile universale viteza de așchiere minimă se alege din condiția operațiilor de filetare și rezultă între 5 și 8 m/min.

Valoarea maximă a vitezei de așchiere rezultă din condiția prelucrării semifabricatelor din aliaje ușoare, sau din folosirea sculei cu plăcuțe de aliaje dure, sau mineralo-ceramice. La strungurile moderne poate ajunge în jur de 500 m/min.

Diametrul minim se determină pornind de la diametrul maxim deasupra ghidajelor Db sau deasupra saniei transversale D_s cu relația:

$$D_{min}=0{,}25\ D_s. \tag{10.5}$$

În aceste condiții, domeniul de reglare al turațiilor R_n rezultă la valoarea:

$$R_n=\frac{n_{max}}{n_{min}}=\frac{v_{max}D_{max}}{v_{min}D_{min}}=\frac{4\,500}{5\dots8}=250 \dots 400. \tag{10.6}$$

Realizarea unor strunguri avînd domeniul de reglare cu valorile indicate este forte costisitoare, de aceea chiar și strungurile universale sînt construite avînd domeniul de reglare între 100 și 200. Valori mai mici se folosesc la strungurile specializate și speciale la care vitezele de așchiere variază în limite mai restrînse.

Domeniul de reglare al avansurilor este determinat de valoarea minimă și maximă a pasului filetului ce se poate prelucra. La strungurile mici și mijlocii se prevede posibilitatea prelucrării filetelor cu pasul minim de 0,5 mm și pasul maxim, pentru cazul filetului modul, de 30 pînă la 50 mm, numai în cazuri excepționale pînă la 100 mm. Ca avansuri de lucru, în direcție longitudinală, se folosesc valorile, pentru avansul minim între 0,02 și 0,1 mm/rot, pentru avansul maxim în jur de 2 mm/rot. Valoarea maximă a avansului variază în limite largi după dimensiunile strungului.

Scanned with OKEN Scanner

pentru strunguri mici și mijlocii, și

$$D_s = (0{,}7 \ldots 0{,}85) Db, \tag{10.2}$$

pentru strunguri grele și foarte grele.

În afara parametrilor principali, strungurile universale sînt caracterizate și de: greutatea și dimensiunile de gabarit, numărul treptelor de turații, limitele seriei de turații, limitele seriei de avansuri de lucru și de filetare, diametrul alezajului arborelui principal, mărimea conului Morse la arborele principal și la pinola păpușii mobile, puterea motorului antrenor, pasul șurubului conducător.

Turația minimă a arborelui principal se determină cu ajutorul vitezei de așchiere minime v_{min} și diametrul maxim D_{max} al piesei de prelucrat cu relația:

$$n_{min} = \frac{1\,000 v_{min}}{\pi D_{max}}, \text{ [rot/min]}. \tag{10.3}$$

Turația maximă se determină cu valoarea maximă a vitezei de așchiere v_{max} și valoarea minimă a diametrului D_{min} a piesei de prelucrat.

$$n_{max} = \frac{1\,000 v_{max}}{\pi D_{min}}, \text{ [rot/min]}. \tag{10.4}$$

Vitezele de așchiere sînt exprimate în m/min, iar diametrele în mm.

Pentru strungurile universale viteza de așchiere minimă se alege din condiția operațiilor de filetare și rezultă între 5 și 8 m/min.

Valoarea maximă a vitezei de așchiere rezultă din condiția prelucrării semifabricatelor din aliaje ușoare, sau din folosirea sculei cu plăcuțe de aliaje dure, sau mineralo-ceramice. La strungurile moderne poate ajunge în jur de 500 m/min.

Diametrul minim se determină pornind de la diametrul maxim deasupra ghidajelor Db sau deasupra saniei transversale D_s cu relația:

$$D_{min} = 0{,}25\, D_s. \tag{10.5}$$

În aceste condiții, domeniul de reglare al turațiilor R_n rezultă la valoarea:

$$R_n = \frac{n_{max}}{n_{min}} = \frac{v_{max} D_{max}}{v_{min} D_{min}} = \frac{4\,500}{5 \ldots 8} = 250 \ldots 400. \tag{10.6}$$

Realizarea unor strunguri avînd domeniul de reglare cu valorile indicate este forte costisitoare, de aceea chiar și strungurile universale sînt construite avînd domeniul de reglare între 100 și 200. Valori mai mici se folosesc la strungurile specializate și speciale la care vitezele de așchiere variază în limite mai restrînse.

Domeniul de reglare al avansurilor este determinat de valoarea minimă și maximă a pasului filetului ce se poate prelucra. La strungurile mici și mijlocii se prevede posibilitatea prelucrării filetelor cu pasul minim de 0,5 mm și pasul maxim, pentru cazul filetului modul, de 30 pînă la 50 mm, numai în cazuri excepționale pînă la 100 mm. Ca avansuri de lucru, în direcție longitudinală, se folosesc valorile, pentru avansul minim între 0,02 și 0,1 mm/rot, pentru avansul maxim în jur de 2 mm/rot. Valoarea maximă a avansului variază în limite largi după dimensiunile strungului.

Scanned with OKEN Scanner

Un alt parametru caracteristic al strungurilor este puterea motorului antrenor, care se calculează cu relaţia:

$$N = \frac{P_z v}{6\,120\,\eta}, \text{ [kW]}, \tag{10.7}$$

unde P_z este componenta verticală a forţei de aşchiere; v — viteza de aşchiere; η — randamentul mecanic al lanţurilor cinematice care transmit mişcarea.

Mărimea componentei P_z la strungurile universale se determină din condiţia operaţiilor de eboşare, ţinînd seama de condiţia de precizie dimensională şi de formă a suprafeţei prelucrate, de rigiditatea semifabricatului, de forma şi dimensiunile lui. Deoarece aceşti factori variază între limite largi, de obicei puterea motorului electric se adoptă după motoarele strungurilor asemănătoare aflate în exploatare.

Pentru realizarea mişcării principale de aşchiere şi a mişcării de avans, strungul este prevăzut cu:

— un mecanism pentru realizarea mişcării principale de aşchiere (mişcarea de rotaţie a arborelui principal);

— un mecanism de avans pentru realizarea mişcării rectilinii de avans.

De aici rezultă că schema cinematică a unui strung trebuie să conţină două lanţuri cinematice, care să asigure obţinerea mişcărilor amintite.

Mecanismele principale ale strungurilor (şi ale tuturor maşinilor-unelte) sînt mecanisme pentru schimbare de viteze. Acestea pot fi cu roţi dinţate, hidraulice, electrice şi combinate. Cele mai frecvente sînt cele cu roţi dinţate, compuse din elemente de bază cu roţi de schimb, cu roţi glisante, cu cuplaje etc. Aceste mecanisme combinate cu motoare electrice cu două şi trei turaţii dau construcţii simplificate, cu un număr suficient de turaţii.

Mecanismele de avans primesc mişcarea de rotaţie, în majoritatea cazurilor, de la mecanismul principal, prin intermediul unei perechi de roţi dinţate sau prin intermediul unei transmisii cu curea sau lanţ. Transformarea mişcării circulare în mişcare rectilinie de avans se face, pentru strunjirea longitudinală, prin intermediul unei roţi dinţate şi a unei cremaliere montată fix pe patul strungului, iar pentru filetare, prin intermediul şurubului conducător şi al piuliţei fixate în placa de manevrare a căruciorului.

Cînd mişcarea de avans se realizează cu mecanism hidraulic, mecanismul de avansuri nu este în legătură cu mecanismul principal.

La strungurile grele, mecanismele de avansuri sînt acţionate independent prin motoare electrice.

Pentru a se putea realiza avansurile necesare, mecanismul de avansuri trebuie să cuprindă elemente de bază schimbătoare de viteze, cum sînt: elemente de bază cu roţi de schimb, cu roţi în trepte (Norton), în meandre, cu pană glisantă etc. În cazul utilizării mecanismelor hidraulice de avansuri, se poate realiza, într-un anumit interval, orice avans.

În figura 10.2 se prezintă vederea generală schematizată a strungului longitudinal SNA 360, iar în figura 10.3 schema cinematică a aceluiaşi strung.

Cele 18 turaţii ale arborelui principal se obţin cu ajutorul cutiei de viteze ale cărei mecanisme sînt plasate în carcasa păpuşii fixe.

Mişcarea de rotaţie este transmisă la cutia de viteze de la motorul electric prin intermediul unei curele late. Pe axul de intrare *I* (fig. 10.3) se află trei cuplaje electromagnetice, cu ajutorul cărora, prin acţionarea

Scanned with OKEN Scanner

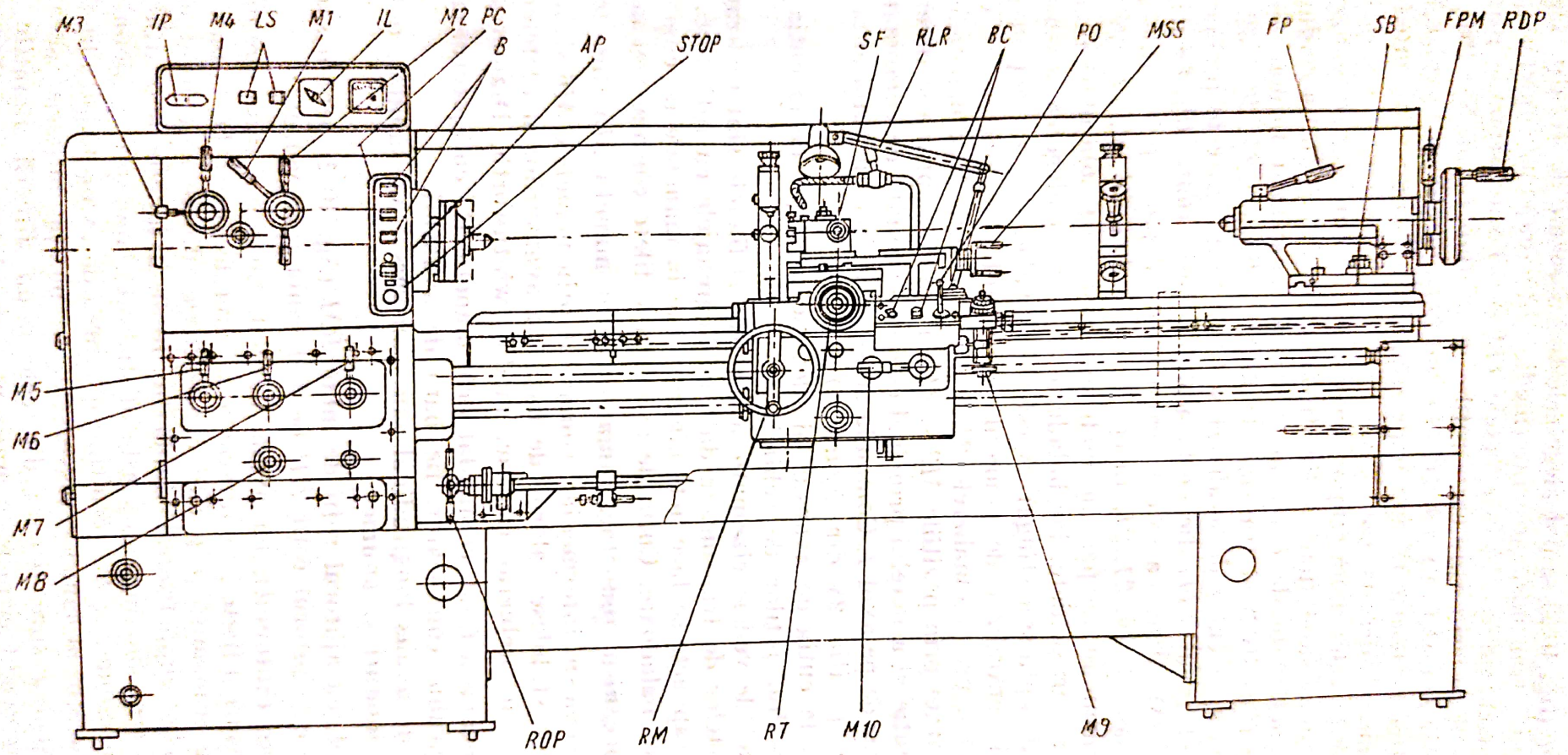

M3
IP
M4
LS
M1
IL
M2
PC
B
AP
STOP
SF
RLR
BC
PO
MSS
FP
SB
FPM
RDP
M5
M6
M7
M8
ROP
RM
RT
M10
M9

Fig. 10.2

butoanelor (fig. 10.2) se pot alege cele trei domenii de turații. De la axul *I*, mișcarea este transmisă prin intermediul angrenajelor, cuplelor (precum și a transmisiei cu curea lată între axele *III* și *V*) spre arborele principal *V* și apoi la axul de ieșire spre cutia roților de schimb (axul *X*). Prin acționarea baladoarelor *14* (axul *IV*) și *9*, *10*, *11* (axul *III*), precum și a cuplei *A* (axul *III*), se pot obține toate cele 18 turații ale arborelui principal, conținute în domeniile alese în modul descris mai sus.

Deplasarea celor două grupuri baladoare și a cuplei *A* se realizează cu ajutorul celor două came (partea din stînga sus în fig. 10.3). La rîndul lor, aceste came sînt acționate de către mecanismul centralizat format din manetele *M*1 și *M*2 (fig. 10.2) și transmisiile de roți dințate *25*, *26* ... *32* (fig. 10.3).

Mișcarea spre cutia de avansuri și filete (axul *X*) este preluată de baladorul *18—19* (axul *VII*), fie de la axul *IV* (prin roata *19*), fie de la axul *V* (prin roata *18*). Mișcarea este transmisă mai departe prin roțile *17*, *20*, *21*, *22*, *23*, *24* sau *17*, *20*, *21*, *24*. În consecință baladorul *18*, *19* servește pentru alegerea domeniilor de pași normali sau pași măriți obișnuiți în final de la cutia de avansuri și filete, iar baladorul *24* pentru alegerea sensului filetului prelucrat (dreapta sau stînga). Aceste două baladoare sînt acționate de către mecanismul centralizat de comandă reprezentat în partea de sus-dreapta în figura 10.3, prin cremalierele *24* și *36*. În figura 10.2 manetele de acționare sînt notate prin pozițiile *M*3 și *M*4. Pornirea, oprirea și inversarea sensului de rotație al arborelui principal este determinată de combinații de stări ale cuplajelor de pe axul *I*. Comanda acestora se face cu butonul-manipulator cu reținere, poziția *28* din figura 10.3.

Mișcarea la cutia de avansuri și filete se primește de la cutia de viteze prin intermediul roților de schimb.

Din punct de vedere cinematic avansurile și filetele sînt realizate cu ajutorul rapoartelor de transmitere date de angrenajele cu roți dințate. Alegerea acestor rapoarte se face acționîndu-se (de la manetele de comandă) asupra blocurilor baladoare. Cutia de avansuri și filete conține trei mecanisme:

— un mecanism reductor, comandat prin maneta *M*5 (fig. 10.2);

— un mecanism intermediar, comandat prin manetele *M*6 și *M*8 cu ajutorul căruia se stabilesc valorile de bază ale avansurilor și filetelor, precum și tipul filetului prelucrat (metric, modul, whithworth, Diametral Pitch);

— un mecanism final, comandat prin maneta *M*7 cu ajutorul căruia este cuplat fie șurubul conducător, fie bara de avansuri.

Mișcările de avans longitudinal sau transversal ale săniilor, pot fi realizate în trei moduri și anume:

— manual, cu ajutorul roții de mînă *RM* (fig. 10.2) pentru sania longitudinală sau cu ajutorul roții *RP* pentru sania transversală;

— mecanic (automat), cu avans normal, mișcarea fiind preluată de la cutia de avansuri și filete prin intermediul barei de avans. De la bara de avans mișcarea este transmisă prin cîteva angrenaje (dintre care unul melc-roată melcată) pînă la o cuplă frontală dublă (fig. 10.3). În funcție de pozițiile extreme (cuplate) ale acesteia, mișcarea este distribuită fie spre pinionul *94* care angrenează cu cremaliera *95*, rezultînd mișcarea de avans longitudinal, fie spre șurubul conducător al saniei transversale. În poziție mijlocie, această cuplă întrerupe mișcarea spre fiecare din cele două direcții amintite mai sus. Acționarea cuplei se face prin mecanismul comandat cu maneta *M*9 (fig. 10.3);

Scanned with OKEN Scanner

– mecanic (automat), cu avans rapid. Mişcarea este primită prin intermediul barei de avans de la motorul de avans rapid, după ce în prealabil, prin intermediul cuplajului electromagnetic K_2 (fig. 10.3) este întreruptă legătura cinematică între cutia de avansuri şi bara de avans. Motorul de avans rapid este plasat în piciorul din dreapta al strungului şi transmite mişcarea la bara de avans printr-o curea trapezoidală. De la bara de avans, mişcarea parcurge aceeaşi cale cinematică, descrisă mai sus, pentru cazul avansurilor mecanice (automate) normale.

Direcţia deplasării (spre dreapta sau spre stînga, respectiv înainte şi înapoi pentru avans transversal) în regim de avans rapid, se comandă de la butoanele *BC* (fig. 10.2).

Pentru executarea lucrărilor de filetare, căruciorul se deplasează prin intermediul şurubului conducător şi a două semi-piuliţe de zăvorîre, rigidizate cu căruciorul. Aceste două semi-piuliţe sînt comandate cu maneta *M*10 (fig. 10.2) prin intermediul unui mecanism care se inter-zăvorăşte mecanic cu cel care comandă deplasarea manuală a cuplei frontale duble din cărucior. Prin aceasta, cuplarea celor două semi-piuliţe cu şurubul conducător nu se poate face în poziţia mijlocie a cuplei frontale: se elimină astfel posibilitatea transmiterii simultane prin bara de avans şi prin şurubul conducător a mişcării la cărucior.

Posibilităţile structurii cinematice la o maşină-unealtă se studiază prin întocmirea formulei structurale, care de fapt este o reprezentare convenţională a legăturilor din interiorul lanţului cinematic şi al lanţurilor între ele. Pentru structura cinematică din figura 10.3, formula structurală este întocmită în figura 10.4, iar diagrama de turaţii este prezentată în figura 10.5.

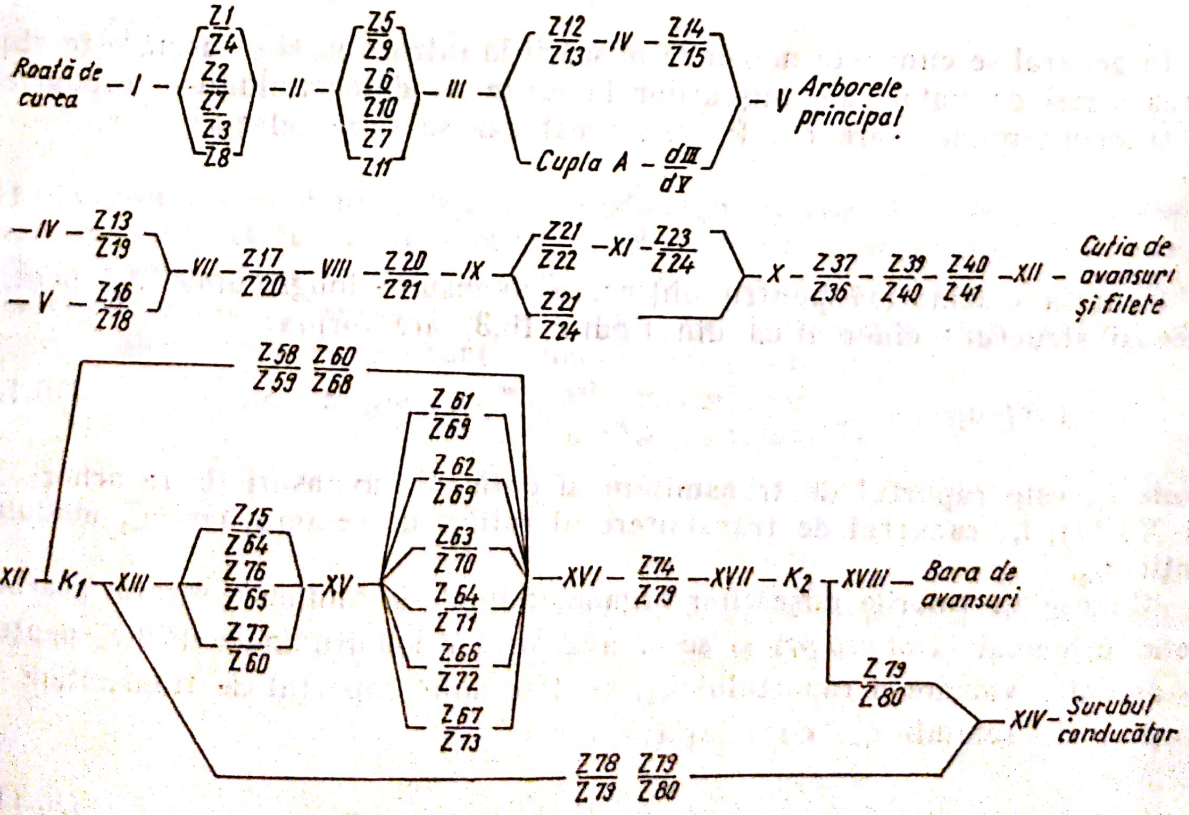


Fig. 10.4

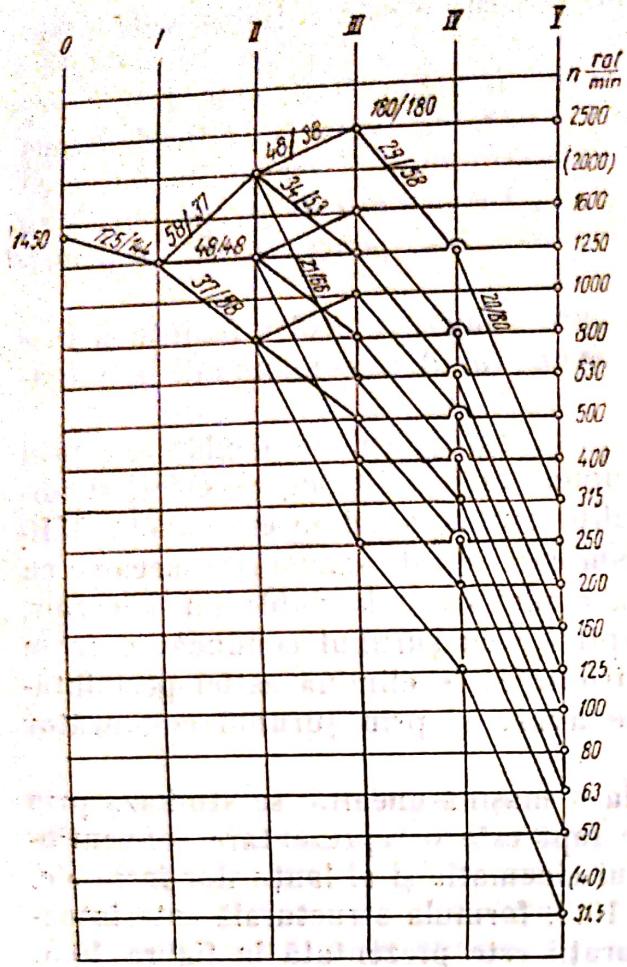


Fig. 10.5

În scopul determinării rapoartelor de transmitere, respectiv a valorilor mișcărilor la organele finale ale lanțurilor cinematice, se scrie ecuațiile cinematice ale lanțurilor respective.

Pentru lanțul cinematic principal ecuația cinematică este:

$$n_0 \cdot i_{I-II}\, i_{II-III} - \left\langle \begin{matrix} i_{III-IV}\, i_{IV-V} \\ i_{III-V} \end{matrix} \right\rangle - = n_x. \tag{10.8}$$

Dacă produsul rapoartelor parțiale se notează ca fiind raportul cutiei de viteze, deci:

$$i_{I-II}\, i_{II-III} - \left\langle \begin{matrix} i_{III-IV}\, i_{IV-V} \\ i_{III-V} \end{matrix} \right\rangle = i_{cv}, \tag{10.9}$$

atunci se obține:

$$n_0 \cdot i_{cv} = n_x. \tag{10.10}$$

În general se cunoaște mărimea mișcării la intrare n_0 și se urmărește obținerea seriei de valori ale mișcărilor la ieșire n_x determinîndu-se rapoartele de transmitere necesare i_{cv}. Pentru acest caz se scrie relația:

$$i_{cv} = \frac{n_x}{n_0}. \tag{10.11}$$

Ecuația cinematică pentru obținerea avansului longitudinal S_1, pentru aceeași structură cinematică din figura 10.3, are forma:

$$1\ rot \cdot ap \cdot i_{rs} \cdot i_{ca} \cdot \frac{z_{81}}{z_{82}} \cdot \frac{z_{82}}{z_{83}} \cdot \frac{z_{84}}{z_{85}} \cdot \frac{z_{86}}{z_{91}} \cdot \frac{z_{90}}{z_{92}} \cdot z_{94} \cdot m_{94} \cdot \pi = S_1, \tag{10.12}$$

unde i_{ca} este raportul de transmitere al cutiei de avansuri (între arborii V și XVII), i_{rs} raportul de transmitere al roților de schimb, iar m_{94} modulul roții z_{94}.

Cunoscînd valorile mișcărilor organelor finale și anume o rotație a arborelui principal ($1 rot\ arb\ pr$) și seria avansurilor longitudinale dorite, pentru o anumită valoare a raportului i_{ca}, se determină raportul de transmitere al roților de schimb i_{rs}, cu relația:

$$i_{rs} = \frac{1}{i_{ca}} \cdot \frac{z_{82}}{z_{81}} \cdot \frac{z_{83}}{z_{82}} \cdot \frac{z_{85}}{z_{84}} \cdot \frac{z_{91}}{z_{86}} \cdot \frac{z_{92}}{z_{90}} \cdot \frac{S_1}{z_{94} \cdot m_{94} \cdot \pi}. \tag{10.13}$$

Scanned with OKEN Scanner

Notîndu-se valorile constante ale raportului de transmitere

$$\frac{z_{82}}{z_{81}}\cdot\frac{z_{83}}{z_{82}}\cdot\frac{z_{85}}{z_{84}}\cdot\frac{z_{91}}{z_{86}}\cdot\frac{z_{92}}{z_{90}}\cdot\frac{1}{z_{91}\cdot m_{91}\cdot\pi}=C_1, \tag{10.14}$$

se obţine:

$$i_{rs}=C_1\cdot\frac{1}{i_{ca}}\cdot S_1. \tag{10.15}$$

La strungurile cele mai simple, precum şi la cele de filetat precise, nu există cutie de avans şi în acest caz relaţia devine:

$$i_{rs}=C_1\cdot S_1. \tag{10.16}$$

În mod similar se procedează şi la scrierea ecuaţiei cinematice pentru avansul transversal S_2, obţinîndu-se ecuaţia de forma:

$$i_{rot\ ap}\cdot i_{rs}\cdot i_{ca}\cdot\frac{z_{81}}{z_{82}}\cdot\frac{z_{82}}{z_{83}}\cdot\frac{z_{84}}{z_{85}}\cdot\frac{z_{86}}{z_{87}}\cdot\frac{z_{87}}{z_{88}}\cdot\frac{z_{89}}{z_{96}}\cdot\frac{z_{96}}{z_{97}}\cdot P_t=S_2, \tag{10.17}$$

unde P_t este pasul şurubului transversal. Scriind ecuaţia pentru obţinerea raportului roţilor de schimb, se obţine:

$$i_{rs}=\frac{1}{i_{ca}}\cdot\frac{z_{82}}{z_{81}}\cdot\frac{z_{83}}{z_{82}}\cdot\frac{z_{85}}{z_{84}}\cdot\frac{z_{87}}{z_{86}}\cdot\frac{z_{88}}{z_{87}}\cdot\frac{z_{96}}{z_{89}}\cdot\frac{z_{97}}{z_{96}}\cdot\frac{S_2}{P_t}. \tag{10.18}$$

Dacă se notează

$$\frac{z_{82}}{z_{81}}\cdot\frac{z_{83}}{z_{82}}\cdot\frac{z_{85}}{z_{84}}\cdot\frac{z_{87}}{z_{86}}\cdot\frac{z_{88}}{z_{87}}\cdot\frac{z_{96}}{z_{89}}\cdot\frac{z_{97}}{z_{96}}\cdot\frac{1}{P_t}=C_2, \tag{10.19}$$

se obţine

$$i_{rs}=C_2\cdot\frac{1}{i_{ca}}\cdot S_2. \tag{10.20}$$

La proiectarea strungurilor universale trebuie avut în vedere ca la aceeaşi valoare a raportului de transmitere a lanţului cinematic de avans, raportul dintre avansul transversal (S_2) şi cel longitudinal (S_1) să fie un număr întreg, de regulă 2 sau 3. De aceea se scrie raportul dintre cele două avansuri, respectiv dintre cele două ecuaţii cinematice şi anume:

$$\frac{i_{rot.ap}\cdot i_{rs}\cdot i_{ca}\cdot\frac{z_{81}}{z_{82}}\cdot\frac{z_{82}}{z_{83}}\cdot\frac{z_{84}}{z_{85}}\cdot\frac{z_{86}}{z_{91}}\cdot\frac{z_{90}}{z_{92}}\cdot z_{94}m_{94}\cdot\pi}{i_{rot.ap}\cdot i_{rs}\cdot i_{ca}\cdot\frac{z_{81}}{z_{82}}\cdot\frac{z_{82}}{z_{83}}\cdot\frac{z_{84}}{z_{85}}\cdot\frac{z_{86}}{z_{87}}\cdot\frac{z_{87}}{z_{88}}\cdot\frac{z_{89}}{z_{96}}\cdot\frac{z_{96}}{z_{97}}P_t}=\frac{S_1}{S_2}. \tag{10.21}$$

Deoarece rapoartele de transmitere i_{rs} şi i_{ca} se menţin la aceleaşi valori, după simplificare se obţine

$$\frac{\frac{z_{86}}{z_{91}}\cdot\frac{z_{90}}{z_{92}}\cdot z_{94}\cdot m_{94}\cdot\pi}{\frac{z_{86}}{z_{87}}\cdot\frac{z_{87}}{z_{88}}\cdot\frac{z_{89}}{z_{96}}\cdot\frac{z_{96}}{z_{97}}\cdot P_t}=\frac{S_1}{S_2} \tag{10.22}$$

Înseamnă că, valorile numerice ale termenilor din partea stîngă a relației trebuie astfel adoptate, ca raportul lor să dea numărul dorit (2 sau 3).

Un al doilea exemplu constructiv de mecanism al mișcării principale, folosit la strunguri universale, este prezentat în figura 10.6, pentru care corespunde diagrama turațiilor dată în figura 10.7. Cutia de viteze propriu-zisă este amplasată în piciorul strungului sub păpușa-fixă, de unde mișcarea se transmite în păpușa fixă prin intermediul unei transmisii cu curea (roțile de curea d_3, d_4). În această cutie se obțin 12 trepte de turații, care se transmit direct la arborele principal *VI* cînd cuplajul C_1 este cuplat.

După cum rezultă din diagrama de turații (fig. 10.7) acestea sînt turațiile între limitele 450 și 2800 rot/min. Se obțin și turațiile 112, 180 și 280, dar acestea se suprapun cu aceleași turații obținute prin intermediara de pe arborele *V*.

Prin intermediară se obține gama de turații între limitele 14 și 355 rot/min. Seria de turații este obținută cu rația $\varphi=1{,}26$, pentru turațiile ridicate, iar pentru turațiile joase cu rația $\varphi=1{,}58$ ($\varphi=1{,}26^2$), deoarece aceste turații se utilizează mai rar (operații de filetare etc.). Mișcarea se transmite prin intermediară cînd cuplajul C_1 este decuplat, iar roata baladoare z_{15} angrenează cu roata z_{16}.

Deoarece la transmiterea directă a mișcării (prin C_1 cuplat) roțile dințate z_{15} și z_{16} nu sînt în angrenare, se elimină acțiunea vibrațiilor acestui angrenaj asupra arborelui principal.

La această variantă a mecanismului mișcării principale se valorifică și avantajele roților dințate legate și anume roțile z_4, z_6 și z_7, care în anumite situații sînt atît roți conduse cît și roți conducătoare.

Principalul avantaj al acestei soluții constă în faptul că vibrațiile angrenajelor din cutia de viteze sînt amortizate de transmisia de curea și nu ajung la arborele principal. Pentru acest motiv este răspîndit la strungurile de finisare.

În a treia variantă constructivă a mecanismului mișcării principale utilizat la strunguri, se folosește combinarea mecanismelor cu roți dințate baladoare, cu un variator continuu de turații. Structura cinematică a unui asemenea mecanism este reprezentată în figura 10.8.

Variatorul de turații (sistem SVETOZAROV) realizează domeniul de reglare $R_n=4$ (1:2; 2:1) și este montat în piciorul strungului, sub păpușa fixă. De aici, prin intermediul unei transmisii cu curele trapezoidale, mișcarea se transmite în păpușa fixă, iar mai departe, prin roțile baladoare, la arborele principal. Mișcarea poate fi transmisă de la arborele *II* direct la arborele *V*, prin angrenajul z_5, z_6 sau prin intermediul arborilor *III* și *IV* cu angrenajele respective.

Domeniile turațiilor dintre limitele 48 ... 190, respectiv 190 ... 750, se pot obține prin cîte două posibilități de cuplare a roților baladoare, iar domeniile dintre limitele 12 ... 48, respectiv 750 ... 3 000, numai cu cîte o singură posibilitate de cuplare. Se asigură astfel o exploatare mai rațională a puterii motorului electric de antrenare.

Pentru strungurile universale, mecanismul mișcărilor de avans este construit astfel ca să asigure seria avansurilor de lucru și posibilitatea prelucrării filetelor metrice, modul, în țoli (filet Whitworth) și Diametral-Pitch.

Seria de filete, respectiv avansuri de lucru este împărțită în grupe, iar mecanismul este astfel construit, ca diversele grupe să se poată obține prin

Scanned with OKEN Scanner

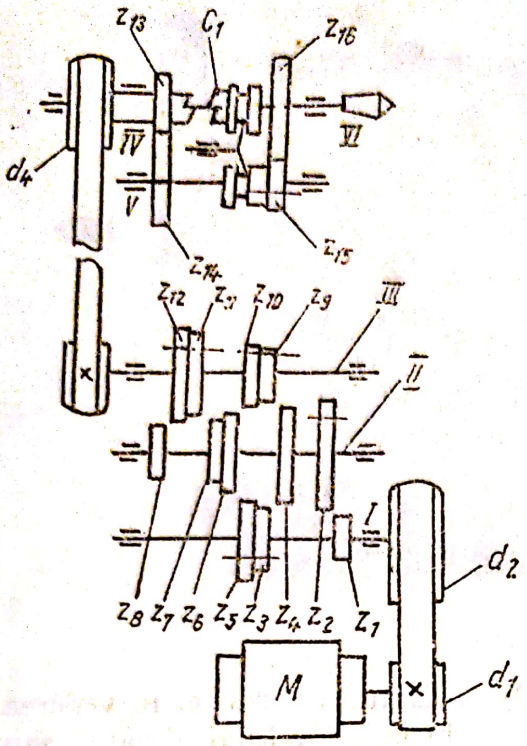


Fig. 10.6

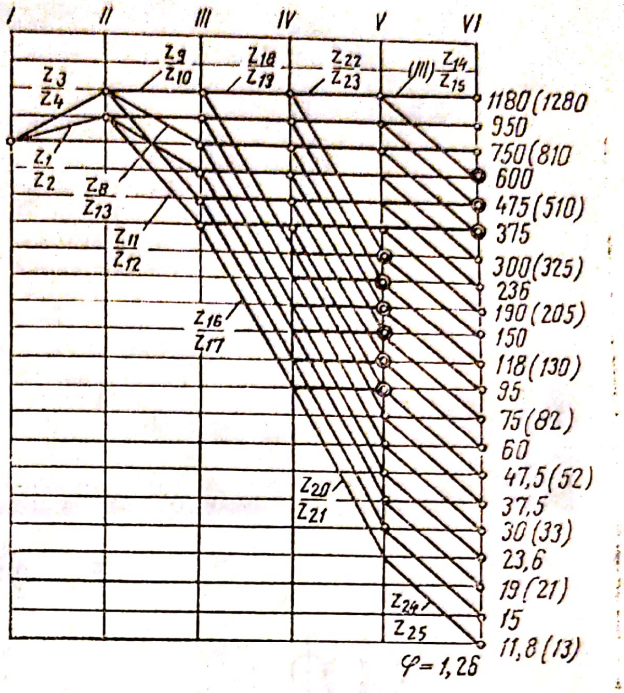


Fig. 10.7

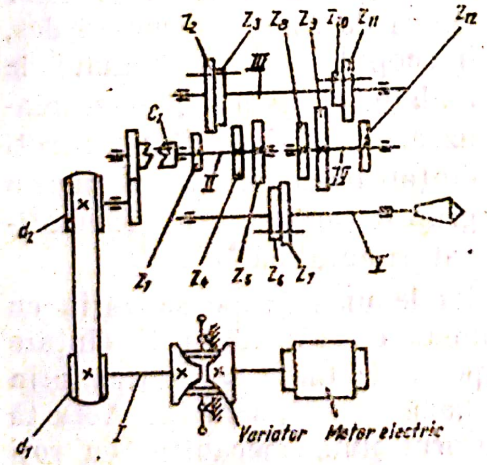


Fig. 10.8

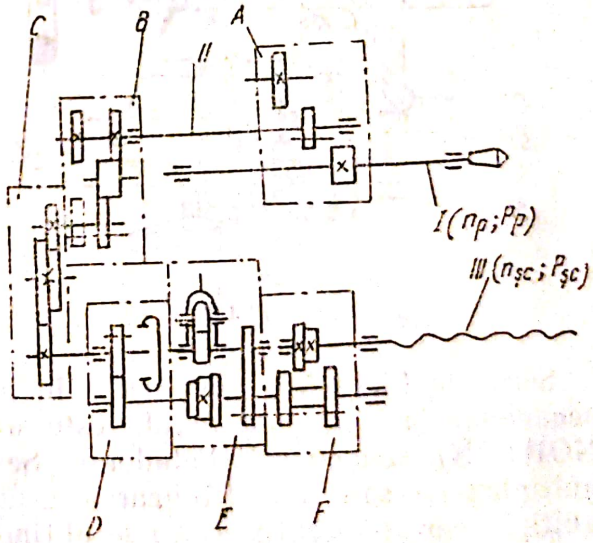


Fig. 10.9

reglarea raportului de transmitere la un anumit grup de organe, iar filetele din cadrul unei anumite grupe, cu ajutorul altui grup de organe. Componența unui mecanism al mișcărilor de avans este prezentată în figura 10.9.

Arborele *II* preia mișcarea de la arborele principal *I*, sau din cutia de viteze cu grupa de organe, notată cu *A*, realizînd raporturile 1:1, 8:1; 32:1. Grupa de organe *B* transmite mișcarea cu raportul 1:1 și servește la inversarea

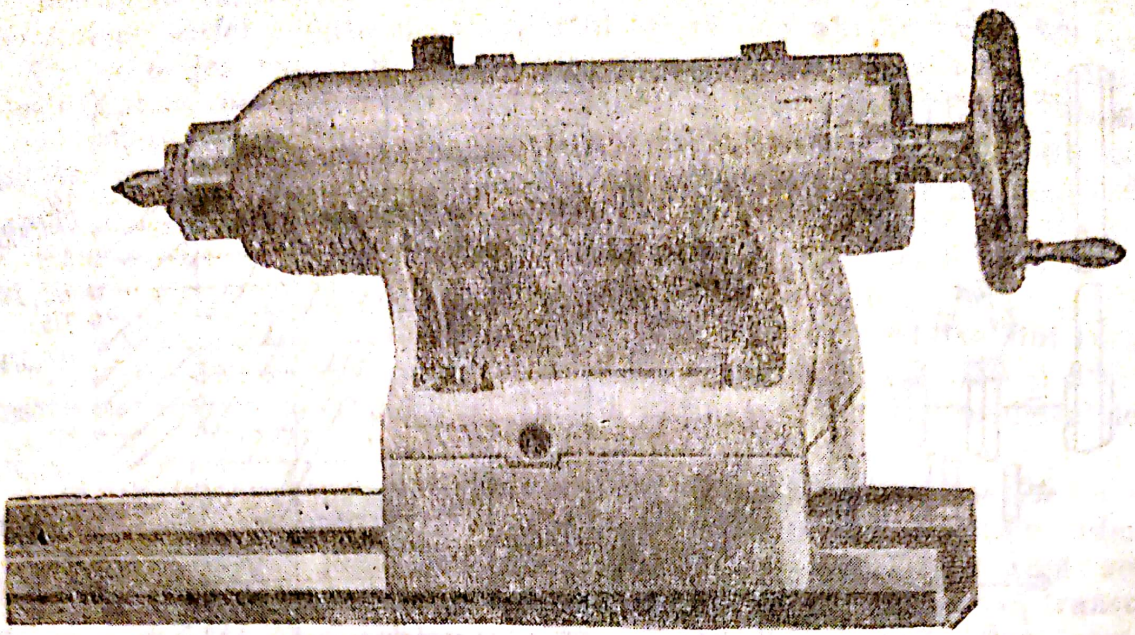


Fig. 10.10

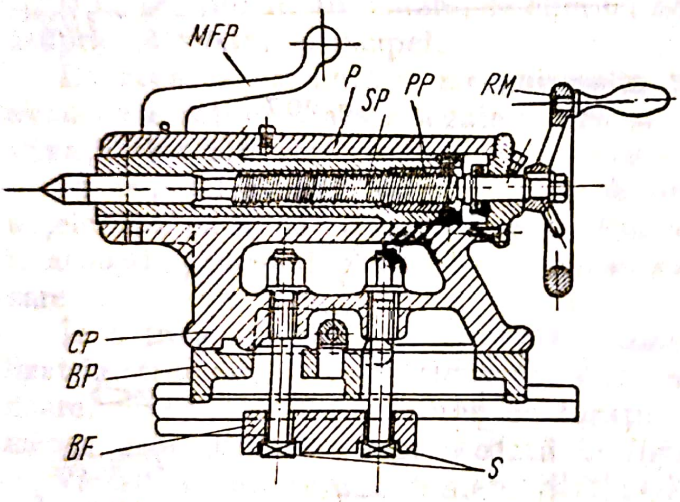


Fig. 10.11

sensului de rotire, în vederea obținerii filetului dreapta sau stînga. Reglarea lanțului cinematic, în cazul prelucrării diferitelor tipuri de filete (metric, modul, țoli, Diametral-Pitch) se realizează la grupa de organe (roțile de schimb) *C*. Cînd prelucrarea diferitelor tipuri de filete alternează des, în scopul scurtării timpului de reglare, această reglare se realizează cu ajutorul unor roți dințate baladoare. Un asemenea grup de organe este schematizat și notat cu *D*.

Seria de filete fiind împărțită în grupe, filetele unei grupe se obțin cu mecanismul *E*, care de regulă este un mecanism cu con de roți dințate (NORTON), sau cu roți baladoare. Seria grupelor de filete se obține prin multiplicarea sau demultiplicarea grupei de bază cu raportul 2. Această multipli- care (demultiplicare) se obține cu ajutorul unui mecanism cu roți baladoare, sau cu roți în meandre (în fig. 10.9 este notat cu *F*).

Pentru prelucrarea pieselor lungi, strungurile longitudinale sînt prevăzute cu o păpușă mobilă (fig. 10.10).

Păpușa mobilă cu vîrful ei servește împreună cu vîrful păpușii fixe ca organ de susținere și ghidare (orientare, centrare) pentru piesa care se prelucrează între vîrfuri. Păpușa mobilă trebuie să fie rigidă, coaxială cu păpușa fixă, reglabilă pentru piese de diverse lungimi, reglabilă pentru o fixare fără joc a piesei, construită cu un ghidaj precis pentru pinolă, prevăzută cu un organ de fixare fără vreo deviere a coaxialității cu pinola.

Scanned with OKEN Scanner

De rigiditarea păpușii mobile depinde în mare măsură precizia piesei ce se prelucrează între vîrfuri, cum și calitatea suprafeței prelucrate.

Păpușa mobilă se compune din următoarele organe (fig. 10.11 reprezintă păpușa mobilă a strungului S3); corpul păpușii *CP*, baza păpușii *BP*, brida de fixare *BF* a păpușii mobile de patul strungului (fixarea se face cu șuruburile *S*), pinola *P*, cu șurubul *SP* în piulița *10* a pinolei, roata de mînă *RM* (pentru deplasarea pinolei) și maneta *MFP* de fixare a pinolei. Corpul propriu-zis al păpușii mobile se compune din două piese, adică din corpul *CP* și baza *BP*, pentru a putea regla lateral, în plan orizontal, coaxialitatea vîrfului păpușii mobile cu vîrful păpușii fixe. La fabricarea ei trebuie dată deci o mare atenție numai cotei de înălțime a vîrfului, deoarece cota laterală poate fi reglată.

În figura 10.12, pozițiile *1—9*, sînt reprezentate formele uzuale ale diferitelor tipuri de păpuși mobile. Tipul *1* este cel mai frecvent întrebuințat la strungurile mijlocii, iar tipul *2* se întrebuințează la strungurile grele, servind și la operații de găurire. Tipul *3* se întrebuințează la strunguri mici, însă mai rar, fiind o construcție mai

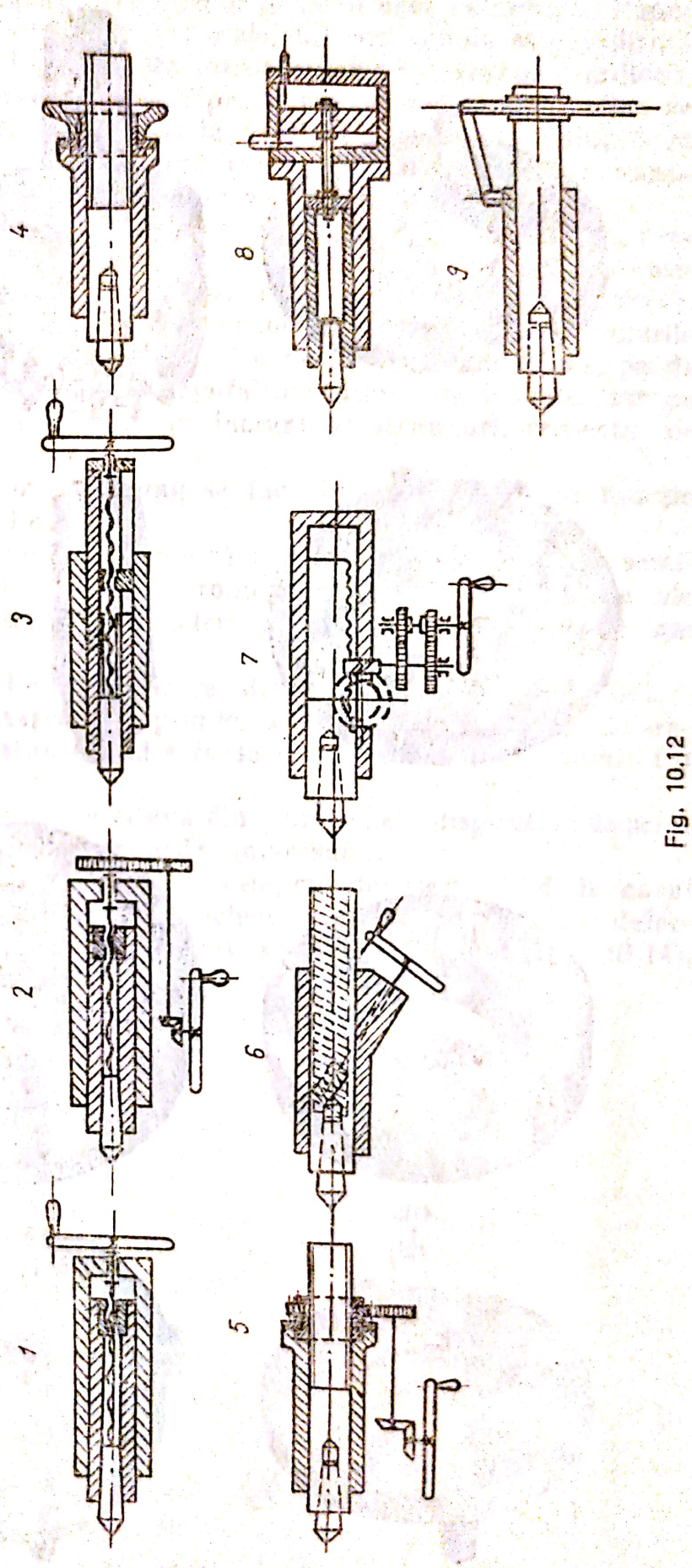


Fig. 10.12

Scanned with OKEN Scanner

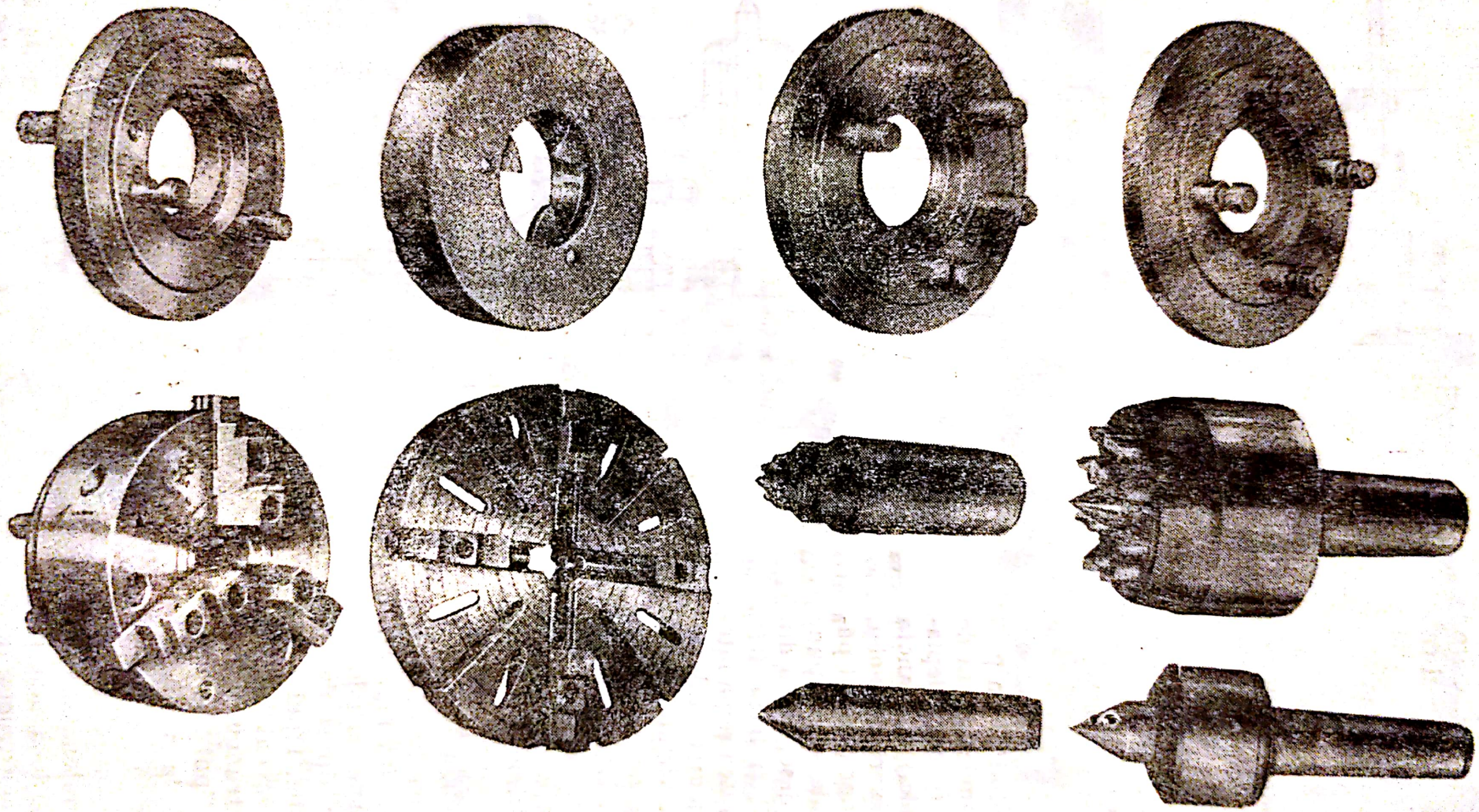


Fig. 10.13

complicată. Tipul *4* se întrebuinţează la strunguri mijlocii şi grele, însă are dezavantajul că şurubul pinolei este liber şi poate fi uşor deteriorat. Păpuşile *5* şi *6* se întrebuinţează la strunguri grele, la care pinola este utilizată pentru operaţii de găurire. Tipul *7* este întrebuinţabil la strunguri mijlocii, are roată de mînă uşor manevrabilă. Tipul *8* cu acţionare pneumatică se întrebuinţează la strunguri monoscop în fabricaţie de serie. Tipul *9* se întrebuinţează la strunguri mici, de mecanică fină. Manevrarea pur manuală face posibilă întrebuinţarea sculelor de găurire şi alezare.

Prinderea unor semifabricate de forme şi dimensiuni foarte diferite, precum şi posibilităţile de executare a unor lucrări speciale, afară de cele obişnuite de strunjire, impun echiparea strungului cu unele accesorii şi dispozitive.

Accesoriile şi dispozitivele utilizate în cazul prelucrărilor pe strungurile universale, ca şi în cazul prelucrărilor pe alte maşini-unelte, asigură, pe de o parte, prinderea corespunzătoare a semifabricatului şi a sculelor, iar pe de altă parte, lărgesc posibilităţile de prelucrare pe strunguri, respectiv pe maşini-unelte în general.

Prinderea semifabricatelor pe strung se face în mod diferit, în funcţie de forma şi dimensiunile lor.

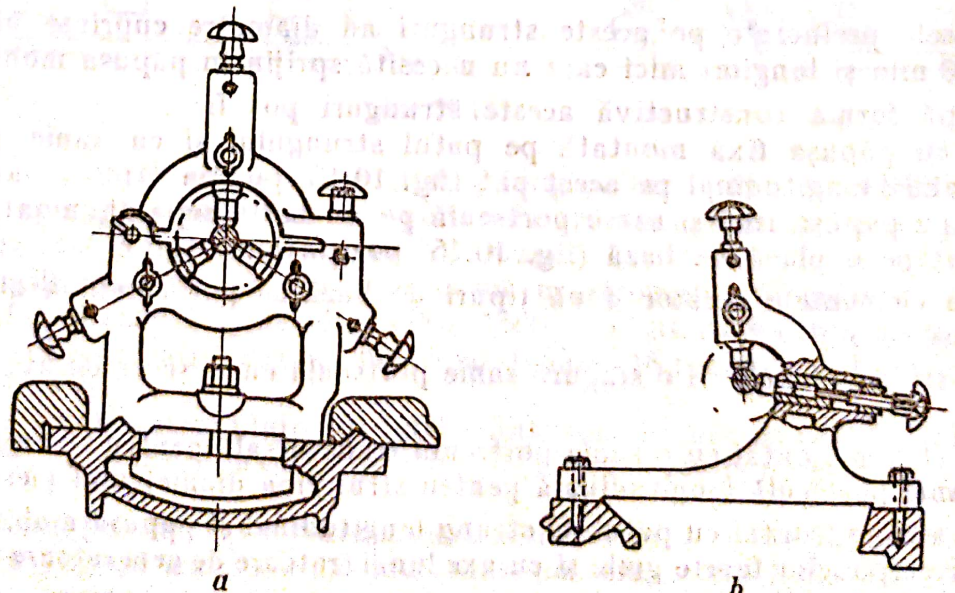
Toate dispozitivele de prindere trebuie să asigure o poziţie corectă a semifabricatului în timpul lucrului, să nu producă deformaţii inadmisibile ale acestuia, să asigure o prindere şi desprindere cît mai rapidă şi să fie cît mai simple şi ieftine.

În funcţie de domeniul lor de utilizare, dispozitivele de prindere pot fi universale, atunci cînd ele servesc la prinderea pieselor de forme şi dimensiuni diferite, sau speciale atunci cînd servesc la prinderea unui anumit tip de semifabricat.

În figura 10.13 sînt prezentate cîteva din principalele dispozitive de prindere şi antrenare, utilizate la strungurile universale.

Piesele cilindrice (axe, arbori) a căror lungime depăşeşte 12 *d*, în cazul strunjirii între vîrfuri, din cauza forţei de aşchiere şi a elasticităţii lor, se deformează. Pentru a evita această deformaţie piesa se sprijină în lunetă (fig. 10.14).

Lunetele pot fi fixe şi deplasabile.



a *b*

Fig. 10.14

Scanned with OKEN Scanner

Lunetele fixe (fig. 10.14, poziția *a*) se fixează pe patul strungului, pe ghidajele păpușii mobile. Luneta fixă ghidează (sau sprijină) piesa pe o suprafață gata prelucrată, ea trebuie să aibă fălci reglabile, piesa trebuie să poată fi scoasă ușor și repede din lunetă și introducerea unei alte piese de aceeași dimensiune să se facă ușor, fără a necesita o nouă centrare. Aceasta se obține prin construcția lunetei, care este secționată prin mijloc în plan orizontal și se poate deschide și închide. Fălcile pot să aibă suprafețe de contact plane, în *V*, sau rotunjite. Fălcile trebuie să fie executate dintr-un material care nu rizează suprafața piesei: bronz, oțel de scule călit și rectificat, chiar din metal antifricțiune. Rolele se întrebuințează la diametre mai mari, unde vitezele pot fi exagerat de mari, din care cauză pot să gripeze.

Luneta deplasabilă (fig. 10.14, poziția *b*) se fixează pe sania portsculă, deci se deplasează împreună cu cuțitul de strung și urmează imediat după cuțit. Luneta deplasabilă are rolul de a sprijini piesa și a forma un suport pentru componentele P_y și P_z ale forței de așchiere.

Corpul lunetei se execută din fontă, celelalte piese din oțel, iar fălcile din oțel călit, bronz sau oțel cu un strat de metal antifricțiune. Rolele se execută din oțel călit.

10.3. Strunguri plane

Piesele scurte cu diametrul mare se pot prelucra mai avantajos pe strunguri plane la care, în mod obișnuit, avansul de lucru este transversal, spre deosebire de strungurile normale la care avansul de lucru este, în general, un avans longitudinal.

Pe astfel de strunguri se prelucrează piese de tipul cilindrilor, capacelor, roți de transmisie și roți dințate, bandaje, carcase etc.

După poziția arborelui principal strungurile plane pot fi orizontale (frontale) și verticale (carusel).

10.3.1. Strunguri frontale

Piesele prelucrate pe aceste strunguri au diametre cuprinse între 1 000 și 4 000 mm și lungimi mici care nu necesită sprijin în păpușa mobilă.

După forma constructivă aceste strunguri pot fi:

— cu păpușa fixă montată pe patul strungului și cu sanie portsculă deplasabilă longitudinal pe acest pat (fig. 10.15, poziția *a*);

— cu păpușă fixă și sanie portsculă pe un batiu separat, montate independent pe o placă de bază (fig. 10.15, poziția *b*).

Din elementele acestor două tipuri de bază se pot combina alte tipuri compuse ca:

— strung frontal cu o singură sanie portsculă cu mișcare de avans transversal;

— strung frontal cu o sanie portsculă transversală pentru strunjire plană și o sanie portsculă longitudinală pentru strunjirea diametrului piesei;

— strung frontal cu patul de strung longitudinal și păpușă mobilă pentru strunjirea pieselor foarte grele și cu axe lungi (rotoare de generatoare electrice, rotoare de turbine etc.);

Scanned with OKEN Scanner

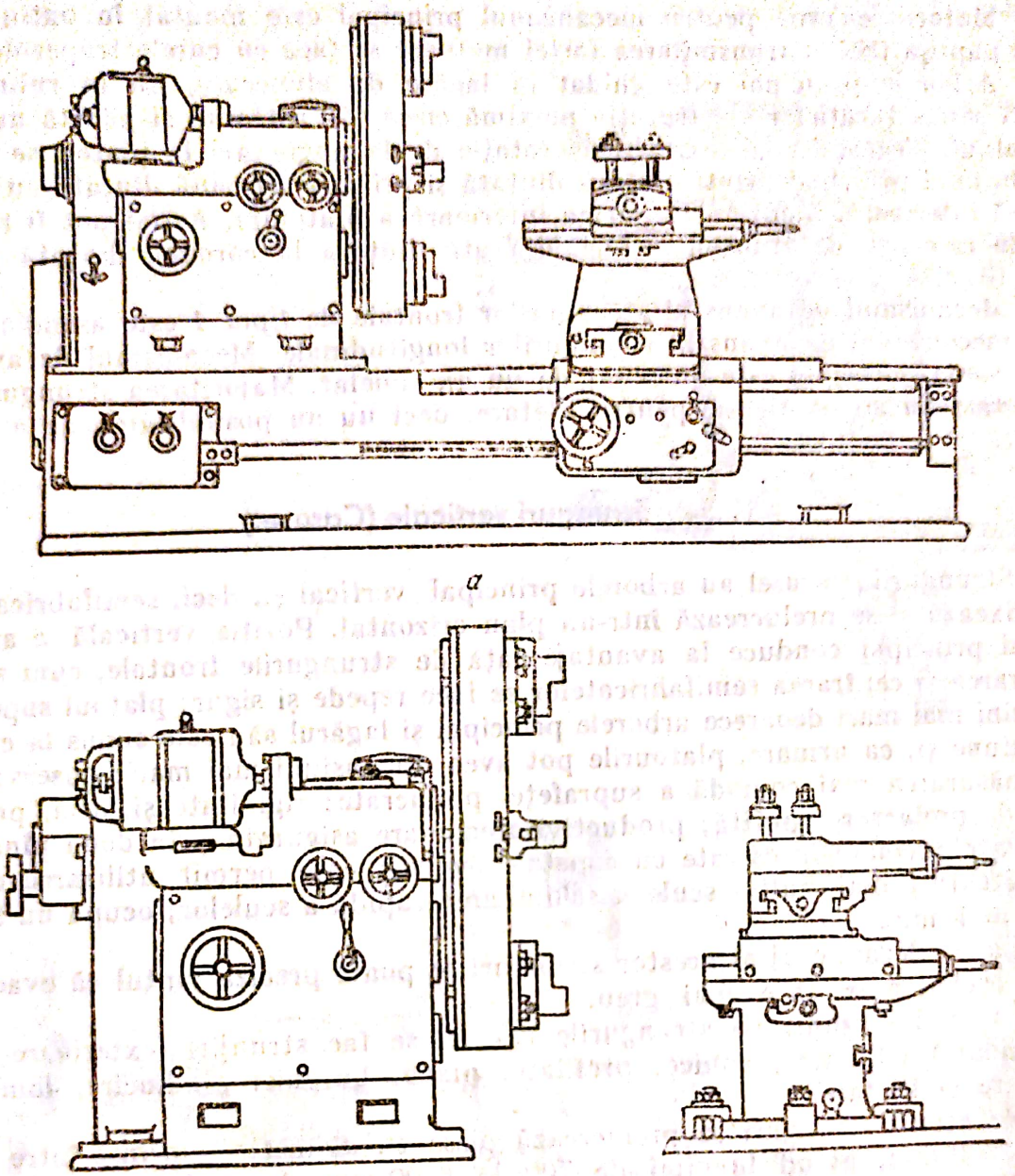


Fig. 10.15

— strung frontal cu patul de strung longitudinal păpușa mobilă și un pat de strung suplimentar cu sanie portsculă cu mișcare de avans longitudinală pentru strunjirea unui diametru mare.

Strungurile frontale se construiesc cu următoarele dimensiuni:

— *tipul 1:* diametrul platoului 1000—1600 mm, greutatea totală a mașinii 6000—11000 kg, turația axului principal 0,55—118 rot/min puterea instalată 7,5—25 kW.

— *tipul 2:* diametrul platoului 1000—4000 mm, greutatea totală a mașinii 4400—50000 kg, turația axului principal 0,17—118 rot/min, puterea instalată 7,5—40 kW.

Mecanismul principal și o parte a mecanismului de avans se găsesc în cutia de viteze a păpușii fixe. Mecanismul principal are aceleași elemente ca și mecanismele principale ale strungurilor longitudinale și verticale.

Scanned with OKEN Scanner

Motorul electric pentru mecanismul principal este montat în batiu sau pe păpuşa fixă şi transmiterea forţei motoare se face cu curele trapezoidale.

Arborele principal este ghidat în lagăre de alunecare, nu în rulmenţi din cauza turaţiei joase (turaţia maximă circa 120 rot/min) şi poartă numai platoul. Transmiterea mişcării de rotaţie de la angrenaje la platou se face prin axul principal printr-o roată dinţată şi printr-o coroană dinţată cu dantură interioară, montată la partea interioară a platoului. Astfel pot fi realizate rapoarte de transmitere de la roata dinţată la coroana dinţată pînă la 10: 1.

Mecanismul de avans al strungurilor frontale de *tipul 1* este asemănător cu mecanismul de avans al strungurilor longitudinale. Mecanismul de avans din sania portsculă este antrenat de un ax canelat. Majoritatea strungurilor frontale nu au ax filetat pentru filetare, deci nu au posibilitatea de a tăia filet.

10.3.2. Strunguri verticale (Carusel)

Strungurile carusel au arborele principal vertical şi, deci, semifabricatele se fixează şi se prelucrează într-un plan orizontal. Poziţia verticală a arborelui principal conduce la avantaje faţă de strungurile frontale, cum sînt: aşezarea şi centrarea semifabricatelor se face repede şi sigur; platoul suportă sarcini mai mari deoarece arborele principal şi lagărul său este supus la compresiune şi, ca urmare, platourile pot avea dimensiuni mai mari; observarea şi măsurarea mai comodă a suprafeţei prelucrate; rigiditate şi, deci, precizie de prelucrare sporită; productivitatea mare asigurată prin două pînă la patru cărucioare înzestrate cu capete - revolver care permit utilizarea concomitentă a mai multor scule şi schimbarea rapidă a sculelor; ocupă un spaţiu mai mic.

Ca un dezavantaj al acestor strunguri se poate preciza faptul că evacuarea aşchiilor se face mai greu.

În mod obişnuit pe strungurile carusel se fac strunjiri (exterioare sau interioare) cilindrice, conice, profilate, plane, burghiere, adîncire, lamare, alezare şi filetare.

Pe aceste strunguri se prelucrează piese cu diametre cuprinse între 800 şi 25000 mm, avînd lungimi de 700 la 6300 mm, iar greutatea între 1,5 şi 220 t.f.

Datorită multiplelor operaţii care se execută pe aceste strunguri şi a avantajelor precizate, ele au o largă utilizare în industria constructoare de maşini.

Strungurile carusel se pot clasifica după mai multe criterii, mai importante fiind clasificarea după construcţia lor şi clasificarea după destinaţie.

După construcţie strungurile carusel se împart în:

— strunguri cu un montant (fig. 10.16), care servesc la prelucrarea pieselor cu diametru pînă la 1800 mm;

— strunguri cu doi montanţi (fig. 10.17), destinate prelucrării pieselor cu diametrul mai mare de 1800 mm.

După destinaţie, strungurile carusel se pot clasifica în:

— strunguri carusel universale, care sînt folosite la efectuarea diferitelor operaţii de strunjire, burghiere, alezare etc. la piese de forme şi dimensiuni diferite.

Scanned with OKEN Scanner

Fig. 10.16

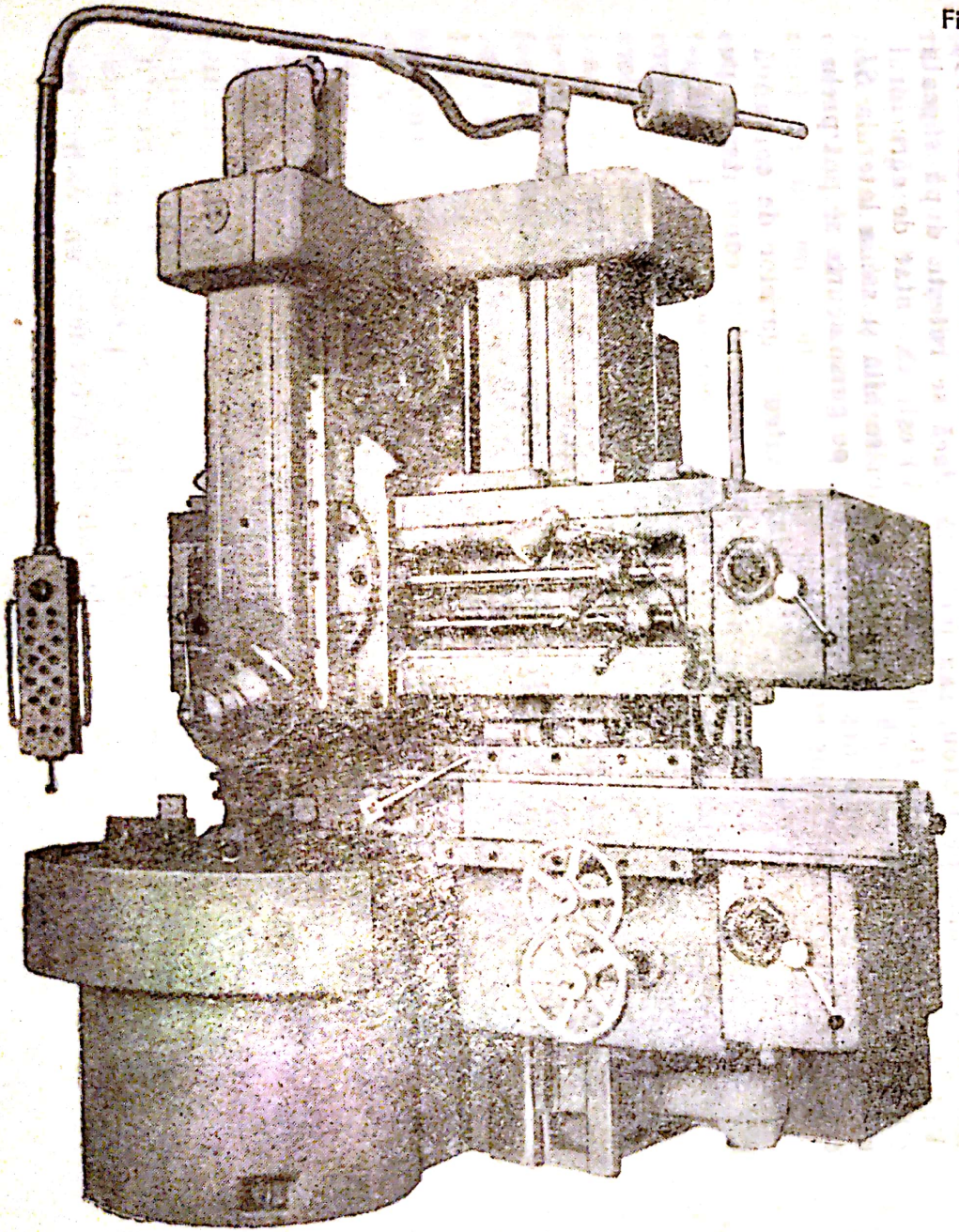
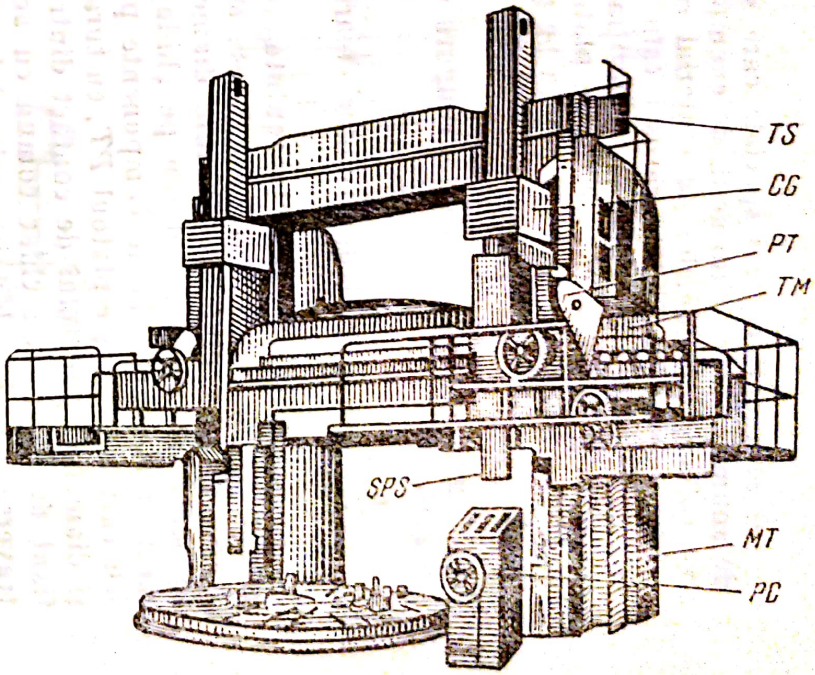


Fig. 10.17



Scanned with OKEN Scanner

— strunguri carusel speciale care servesc numai la prelucrarea pieselor de anumite forme, cum ar fi, de exemplu, strungurile carusel pentru strunjirea roţilor şi bandajelor de material rulant.

Mărimea strungurilor carusel este caracterizată prin diametrul maxim (D_{max}) ce se poate prelucra, cu poziţia extremă a căruciorului pe ghidajele traversei şi distanţa (L_{max}) dintre platou şi suportul de scule, deci lungimea maximă a piesei ce se poate monta pe platou. Distanţa maximă se stabileşte funcţie de diametrul maxim cu rapoartele:

$\frac{L_{max}}{D_{max}} = 0{,}7-0{,}9$ pentru strunguri mici:

$\frac{L_{max}}{D_{max}} = 0{,}5$ pentru strunguri mari.

În figura 10.18 este reprezentată vederea generală schematizată a unui strung cu un singur montant. Aceste strunguri se construiesc pentru prelucrarea pieselor pînă la 1800 mm diametru. În cazuri rare, cînd montantul se poate îndepărta de platou pe ghidaje orizontale, se pot prelucra şi diametre mai mari. Părţile componente principale sînt: batiul *BT*, pe ghidajele căruia se roteşte platoul *PT*, cu turaţia n_i rezultată din viteza de aşchiere şi diametrul punctului de contact dintre sculă şi piesă. Montantul *MT* este fixat de batiu, sau chiar comun cu acesta. Pe ghidajele verticale glisează traversa *TV*. Pe ghidajele orizontale ale traversei se află căruciorul *CR* cu sania portsculă *SPS* şi suportul portsculă *PS*. Avansul axial (mişcarea *VI*) este perpendicular pe platou, sau înclinată, dacă se roteşte după săgeata *VII*. Avansul radial sau orizontal (mişcarea *V*) este executat de căruciorul *CR*. Tot pe ghidajele verticale ale montantului se află şi sania laterală *SL* utilizată la prelucrări cu avans vertical *II*, dar pe curse scurte se pot prelucra şi cu avans radial (mişcarea *III*).

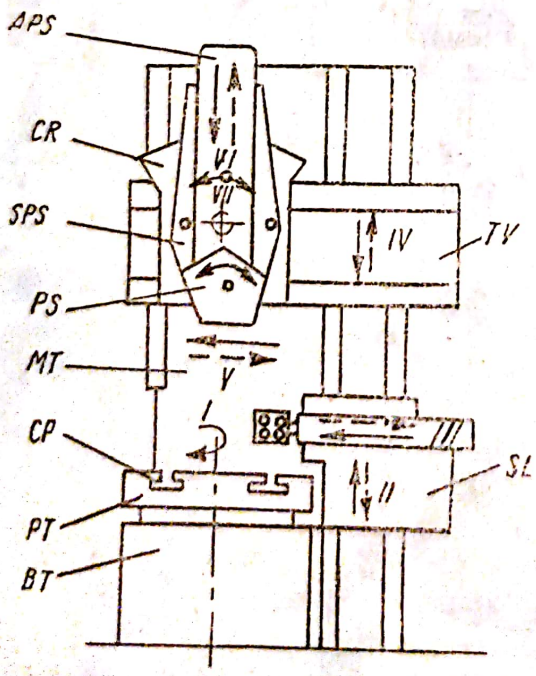


Fig. 10.18

Majoritatea organelor de comandă şi de manevrare sînt concentrate pe un tablou de comandă mobil. Lungimea curselor cărucioarelor şi săniilor se reglează cu ajutorul limitatoarelor de cursă, care pot servi şi la automatizarea ciclului de lucru. Pentru prelucrarea suprafeţelor profilate, strungul poate fi prevăzut cu mecanisme de copiere.

În figura 10.19 se prezintă vederea schematizată asupra unui strung vertical (carusel) cu doi montanţi. Subansamblurile componente şi mişcările executate sînt asemănătoare ca la strungul cu un singur montant. Specific este faptul că în scopul măririi rigidităţii maşinii, traversa este sprijinită la ambele capete pe montanţii *MT*. Pentru ca piesele componente ale batiului să formeze un cadru în-

chis, la partea superioară, montanţii sînt legaţi cu o traversă de rigidizare *TR*. În unele cazuri pe montantul din dreapta se mai află un cărucior lateral *SL*, asemănător ca la strungul cu un montant.

În vederea uşurării operaţiei de montare şi demontare, montanţii se pot deplasa pe ghidajele orizontale. Prin aceasta se lărgesc posibilităţile tehnologice de utilizare ale maşinii, în schimb rigiditatea maşinii, se micşorează considerabil.

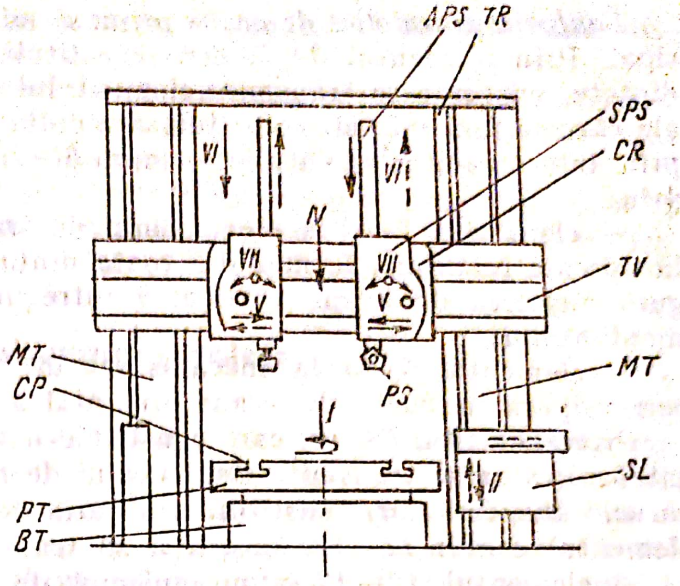


Fig. 10.19

Schema cinematică a acestor maşini trebuie să asigure mişcarea principală de rotaţie a mesei şi mişcările de avans a suporţilor port-sculă. În unele cazuri mişcarea de avans se obţine de la un motor separat prevăzut cu posibilitatea varierii continuu a turaţiei.

În figura 10.20 sînt prezentate schematizat lanţurile cinematice ale unui strung carusel cu un montant.

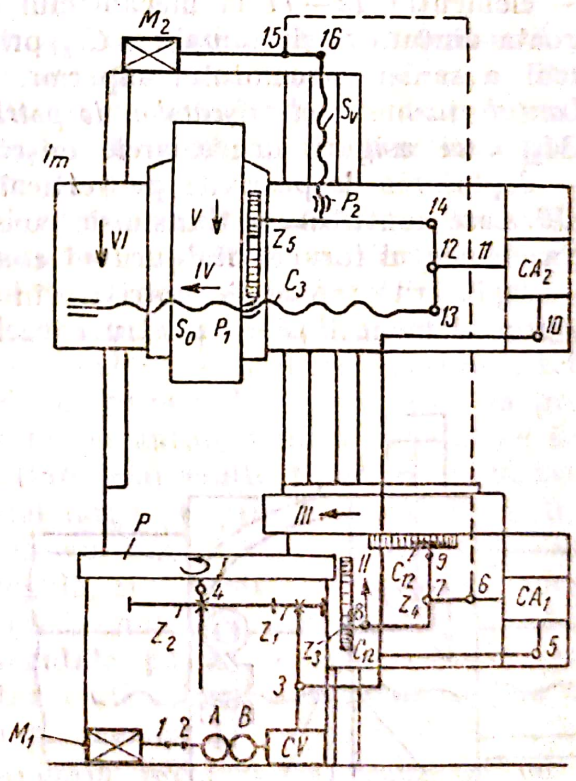


Fig. 10.20

Lanţul cinematic principal este antrenat de motorul electric M_1. De aici mişcarea de rotaţie se transmite prin elementul *1—2*, constituit dintr-o transmisie prin curea, la elementele de reglare a turaţiei, formate din roţile de schimb *A/B* şi cutia de viteze *CV*. Deşi prezenţa roţilor de schimb simplifică construcţia cutiei de viteze, de obicei acestea lipsesc, deoarece îngreunează exploatarea maşinii. De la cutia de viteze, mişcarea se transmite prin elementul *3—4* la arborele principal, sau uneori direct la platoul maşinii, care execută mişcarea principală de rotaţie. Elementul *3—4* constituie o transmisie constantă, formată din mai multe perechi de roţi dinţate conice şi cilindrice, dintre care roata z_1 şi coroana dinţată z_2 asigură o ultimă demultiplicare a turaţiei.

Scanned with OKEN Scanner

Lanțurile cinematice de avans primesc mișcarea din lanțul cinematic principal. Prin elementul *3—5*, care constituie o transmisie constantă cu roți dințate, mișcarea se transmite elementului de reglare a mișcărilor de avans ale căruciorului lateral, constituit din cutia de avansuri CA_1. De la aceasta, prin intermediul elementului comun *6—7*, mișcarea se transmite separat prin:

— elementul *7—8* la mecanismul de transformare a mișcării de rotație în mișcare rectilinie, format din roata dințată z_3 și cremaliera Cr_1, care asigură mișcarea de avans vertical a întregului cărucior lateral pe ghidajele montantului;

— elementul *7—9* la mecanismul de transformare a mișcării Z_4/Cr_2, care asigură mișcarea de avans orizontal a saniei căruciorului lateral.

Prin elementul *3—10*, care constituie o transmisie constantă cu roți dințate, mișcarea se transmite elementului de reglare a mișcărilor de avans ale căruciorului superior, constituit din cutia de avans CA_2. De la aceasta prin elementul comun *11—12*, mișcarea se transmite separat prin:

— elementul *12—13* la mecanismul de transformare a mișcării format din șurubul conducător S_0 și piulița P_1, care permite realizarea mișcării de avans orizontal a căruciorului superior;

— elementul *12—14* la mecanismul de transformare a mișcării, format din roata dințată z_5 și cremaliera Cr_3, prin care se obține mișcarea de avans vertical a saniei căruciorului superior.

Lanțul cinematic al mișcărilor de potrivire primește mișcarea de la motorul M_2, care asigură următoarele mișcări de potrivire:

— deplasarea de potrivire pe verticală a traversei mobile prin elementul *15—16*, care constituie o transmisie constantă demultiplicatoare a mișcării, și prin elementul format din șurubul conducător S_v și piulița P_2;

— deplasările rapide de potrivire în ambele direcții, orizontală și verticală, prin elementul *15—6* pentru căruciorul lateral și *15—11* pentru căruciorul superior; aceste două elemente, formînd cîte o transmisie constantă, scot din circuit cutiile de avansuri respective și toate mecanismele de transmitere a mișcării de la motorul electric M_1. Sania căruciorului superior poate avea și o mișcare de rotație în plan vertical, într-o parte sau alta a axei sale verticale, pentru asigurarea strunjirii conice, fără a fi nevoie de un dispozitiv special în acest scop (fig. 10.21).

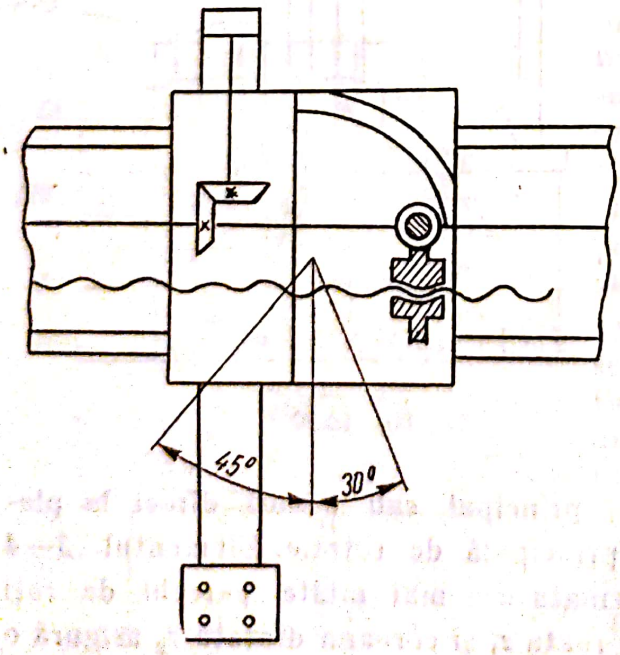


Fig. 10.21

Cele mai moderne strunguri carusel de dimensiuni mici (avînd masa cu diametrul sub 1000 mm) sînt prevăzute cu dispozitive de copiat și cu ciclu de lucru automat. Ciclul de lucru este comandat pe baza unui program trans-

Scanned with OKEN Scanner

pus pe un sistem de întrerupătoare de circuite comandate de niște came dispuse după cele două direcții (axial și radial).

Camele dau comenzi pentru oprirea organelor în mișcare după obținerea cotei dorite, intrarea în funcție a unor organe ca de exemplu, rotirea capului portsculă, începerea fazei de lucru, oprirea ciclului de lucru etc.

Programul poate fi înregistrat și pe alte tipuri de port-programe, cum ar fi: fișe perforate, benzi perforate, benzi magnetice, sau filme fotografice.

10.4. Strunguri revolver

Strungurile revolver sînt mașini utilizate pentru prelucrarea prin mai multe operații, la o singură prindere, a unor piese cu suprafețe de revoluție de diferite profiluri. Pentru fiecare operație există cîte o sculă fixată într-un organ central al stungului numit cap revolver, montat pe căruciorul revolver. La strungurile revolver prevăzute și cu cărucior transversal, cuțitele pentru anumite operații de așchiere se montează în port-cuțitul multiplu al acestuia. Capul revolver poartă sculele montate în ordinea executării operațiilor de prelucrare a pieselor.

Operațiile care se pot efectua pe aceste mașini se caracterizează prin mișcarea principală de rotație și anume: strunjire, găurire, alezare, filetare etc. Un asemenea strung poate fi deservit de muncitori cu calificare redusă, și odată reglată, la începutul fiecărui lot de piese, poate funcționa pînă la uzura sculelor sau schimbarea tipului de piesă.

Productivitatea strungurilor revolver este mult mărită față de strungurile universale prin posibilitatea folosirii mai multor scule. Timpul de mașină reprezintă numai o parte din timpul total necesar prelucrării. Partea preponderentă o constituie timpul auxiliar format din timpii necesari apropierii și îndepărtării sculelor, rotirii capului revolver, schimbării turațiilor, schimbării avansurilor etc. De aceea una din principalele preocupări la proiectarea acestor strunguri este mecanizarea și automatizarea ciclului de lucru.

De-a lungul anilor au fost dezvoltate mai multe tipuri constructive de strunguri revolver, dar răspîndire mai largă au primit numai două tipuri, *cu cap revolver orizontal* (fig. 10.22) și cu *cap revolver vertical* (fig. 10.23). Cele cu cap revolver orizontal, de regulă, sînt destinate prelucrării pieselor din bare, pe cînd cele verticale prelucrării semifabricatelor turnate sau forjate.

Diversitatea mare a pieselor executate pe strungurile revolver, varietatea operațiilor, precum și varietatea materialelor și sculelor, impun acestor mașini o gamă mare de turații și avansuri.

Variația acestor mișcări, la strungurile revolver, se realizează cu ajutorul cutiilor de viteze și al cutiilor de avansuri și numai în anumite cazuri prin roți de schimb. În acest scop, lanțul cinematic al mișcării principale ce asigură mișcarea de rotație a arborelui principal, conține un element de reglare, cutia de viteze *CV* (fig. 10.24), iar lanțul cinematic al avansurilor cutia de avansuri *CA*, cutia căruciorului *CR* și la unele strunguri cutia căruciorului transversal *CT*, care prin mecanismele lor asigură mișcările respective.

Determinarea turației arborelui principal, a mărimii avansului căruciorului revolver și a căruciorului transversal se face cu ajutorul ecuațiilor generale ale lanțurilor cinematice.

Scanned with OKEN Scanner

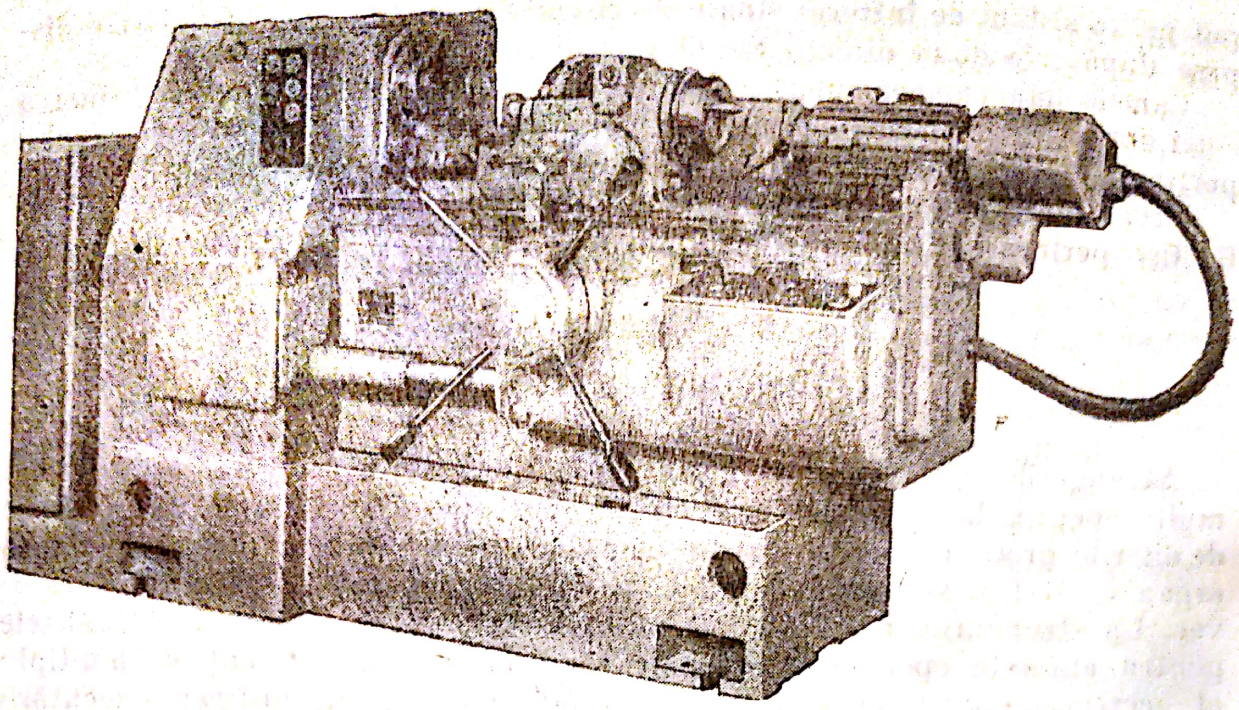


Fig. 10.22

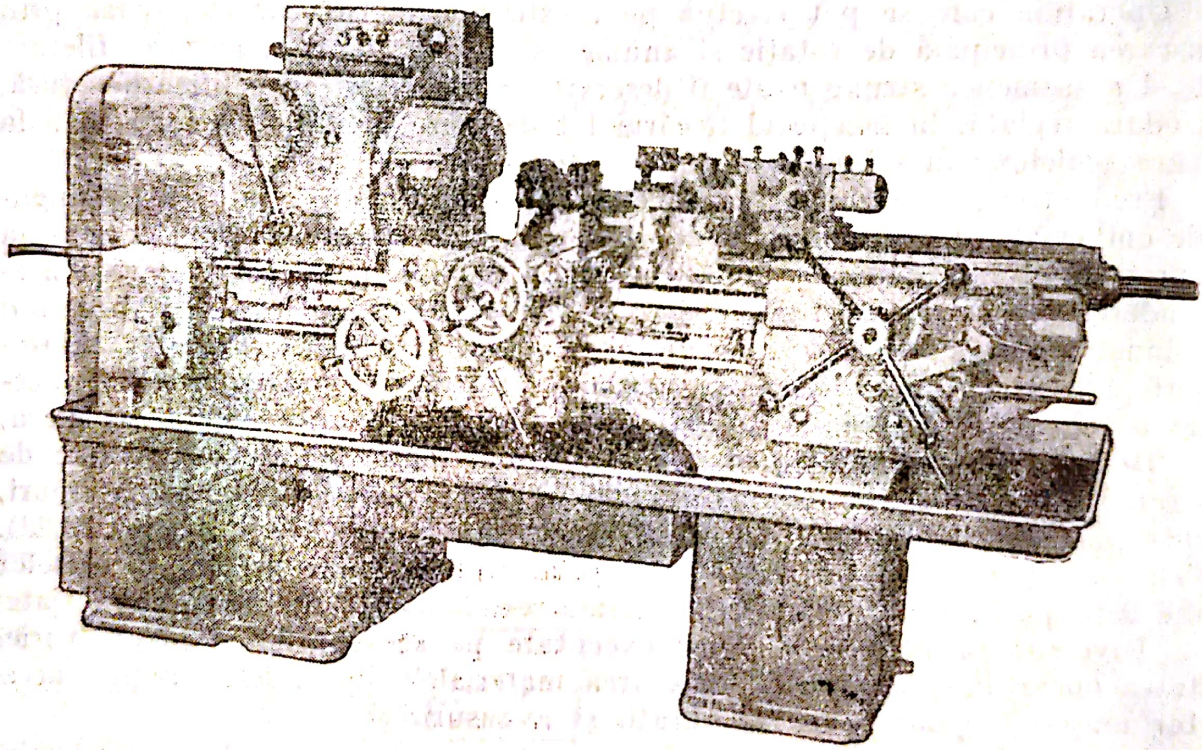


Fig. 10.23

Pentru mişcarea de rotaţie a arborelui principal (fig. 10.24), elementele finale ale lanţului cinematic sînt motorul electric şi turaţia arborelui principal, astfel că se poate scrie:

$$n_x = n_m i_{1-2} i_{cv} = C i_{cv}, \text{ [rot/min]}, \qquad (10.23)$$

în care: n_x este turaţia arborelui principal; n_m — turaţia motorului; i_{1-2} — raportul de transmitere constant al lanţului mişcării principale; i_{cv} — raportul de transmitere variabil al cutiei de viteze.

Scanned with OKEN Scanner

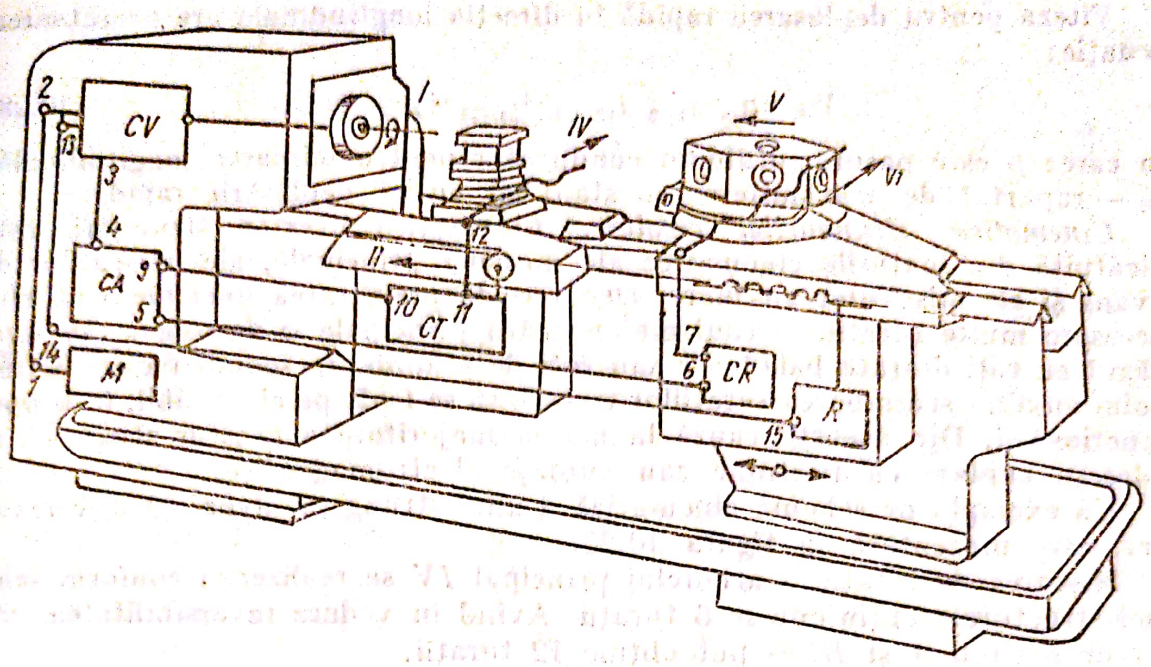


Fig. 10.24

Lanţul cinematic al avansurilor longitudinale are ca elemente finale arborele principal şi căruciorul revolver.

Notînd cu S_4 avansul longitudinal al căruciorului revolver la o rotaţie a arborelui principal, se obţine:

$$S_L = 1\ rot \cdot ap \cdot i_{3-4} \cdot i_{cA} \cdot i_{cR} \cdot i_{5-6} \cdot \pi \cdot m \cdot z = C_L \cdot i_{cA},\ [\text{mm/rot}]. \qquad (10.24)$$

i_{cA} este raportul de transmitere al cutiei de avansuri; i_{cR} — raportul de transmitere constant al mecanismelor din cutia căruciorului revolver; m — modulul pinionului care angrenează cu cremaliera de pe batiu; z — numărul de dinţi ai pinionului.

Pentru mişcarea de avans transversal a turelei aşezate pe sania transversală a căruciorului revolver, ecuaţia cinematică este:

$$S_T = 1\ rot \cdot ap \cdot i_{3-4} \cdot i_{cA} \cdot i_{5-6} \cdot i_{cR} \cdot i_{7-8} \cdot P_r = C_T \cdot i_{cA},\ [\text{mm/rot}], \qquad (10.25)$$

în care P_T este pasul şurubului conducător al saniei transversale.

Avansul longitudinal al căruciorului transversal se determină cu relaţia:

$$S_{LT} = 1\ rot \cdot ap \cdot i_{3-4} \cdot i_{cA} \cdot i_{9-10} \cdot i_{cT} \cdot \pi \cdot m \cdot z = C_{LT} \cdot i_{cA}, \qquad (10.26)$$

iar avansul transversal al aceluiaşi cărucior are următoarea ecuaţie cinematică:

$$S_{TT} = 1\ rot \cdot ap \cdot i_{3-4} \cdot i_{cA} \cdot i_{9-10} \cdot i_{cT} \cdot i_{11-12} \cdot P_T = C_{TT} \cdot i_{cA}. \qquad (10.27)$$

Pentru deplasarea rapidă a căruciorului revolver, elementele finale ale lanţurilor cinematice respective sînt aceleaşi ca şi la mişcările de lucru. Lanţurile cinematice pentru deplasarea rapidă a cărucioarelor nu au elemente de reglare a mişcării şi deci viteza de deplasare a mecanismelor respective este constantă.

Scanned with OKEN Scanner

Viteza pentru deplasarea rapidă în direcţia longitudinală are următoarea ecuaţie:

$$V_R = n_m \cdot i_{1-2} \cdot i_{13-14} \cdot i_{14-15} \cdot i_R \cdot p \cdot m \cdot z, \qquad (10.28)$$

în care: p este pasul şurubului conducător pentru mişcarea longitudinală; i_R — raportul de transmitere constant al cutiei deplasării rapide.

Cinematica strunguri revolver. Cinematica acestor strunguri este alcătuită din lanţurile cinematice ale mişcării principale, ale mişcărilor de avans şi ale mişcărilor auxiliare. Deoarece la prelucrarea unei piese nu sînt necesare multe turaţii, mecanismul mişcării principale şi de avans este prevăzut cu roţi dinţate baladoare sau roţi de schimb. În scopul reducerii timpului auxiliar schimbarea turaţiilor trebuie să se facă, pe cît posibil, în timpul funcţionării. Din această cauză la marea majoritate a acestor strunguri se folosesc cuplaje cu fricţiune sau cuplaje electromagnetice.

Un exemplu de schemă cinematică a unui strung revolver cu disc revolver, este prezentată în figura 10.25.

Mişcarea de rotaţie a arborelui principal *IV* se realizează conform schemei structurale obţinîndu-se 6 turaţii. Avînd în vedere reversibilitatea roţilor de schimb *A* şi *B*, se pot obţine 12 turaţii.

Pentru oprirea rapidă a strungului, mufa ambreiajului cu fricţiune k_1, se deplasează spre dreapta şi acţionează ca o frînă conică.

Mişcările de avans sînt derivate de la arborele principal *IV* prin transmisia cu curea D_3/D_4. Apoi prin roţile *11—12* mişcarea intră în cutia de avans, printr-un balador triplu (*13 ... 18*) şi un grup dublu (*18 ... 21*).

Avansul longitudinal se realizează în continuare prin bara avansurilor *IX*, angrenajul roţilor *22—23*, melcul căzător *24* şi roata melcată *25*, roata dinţată *28* şi cremaliera *27*. Elementele *22 ... 26* sînt montate în cutia căruciorului fixată de batiu, iar cremaliera *27* este fixată de sania căruciorului revolver.

Se obţin prin comutările posibile din cutia de avansuri $3 \times 2 = 6$ avansuri diferite. Avansul longitudinal automat se poate decupla la cota necesară astfel:

Pe tamburul *T* se pot monta, în nişte canale longitudinale, atîtea opritoare *O* cîte locaşuri port-scule sînt în discul revolver *D* (în cazul considerat 16). Tamburul cu opritoare se roteşte odată cu discul revolver, astfel încît la fiecare poziţie de lucru a acestuia unul din opritoare ajunge în dreptul pîrghiei P_1. Cînd sania capului revolver ajunge la cota fixată, opritorul deplasează capătul pîrghiei P_1 spre stînga. Odată cu pîrghia P_1 se deplasează şi bara B_1 şi pîrghia P_2, care eliberează capătul melcului căzător *24* şi acesta, decuplîndu-se de roata melcată, avansul longitudinal încetează. Prin acest mecanism se pot obţine precizii dimensionale corespunzătoare clasei 4 de precizie. Avansul longitudinal se poate realiza şi manual cu ajutorul roţii de mînă R_1.

Avansul circular automat al discului revolver *D* este derivat de la bara de avansuri *IX* prin transmisia cu lanţ $D_5—D_6$. În continuare, mişcarea se transmite prin inversorul conic format din roţile *28*, *29*, *30* comandat de ambreiajul cu gheare k_2 la arborele *XII*, apoi prin melcul *31*, roata melcată *32*, ambreiajul cu fricţiune k_3, la arborele *XIII* şi prin roţile dinţate *33* şi *34* la discul revolver *D*.

Scanned with OKEN Scanner

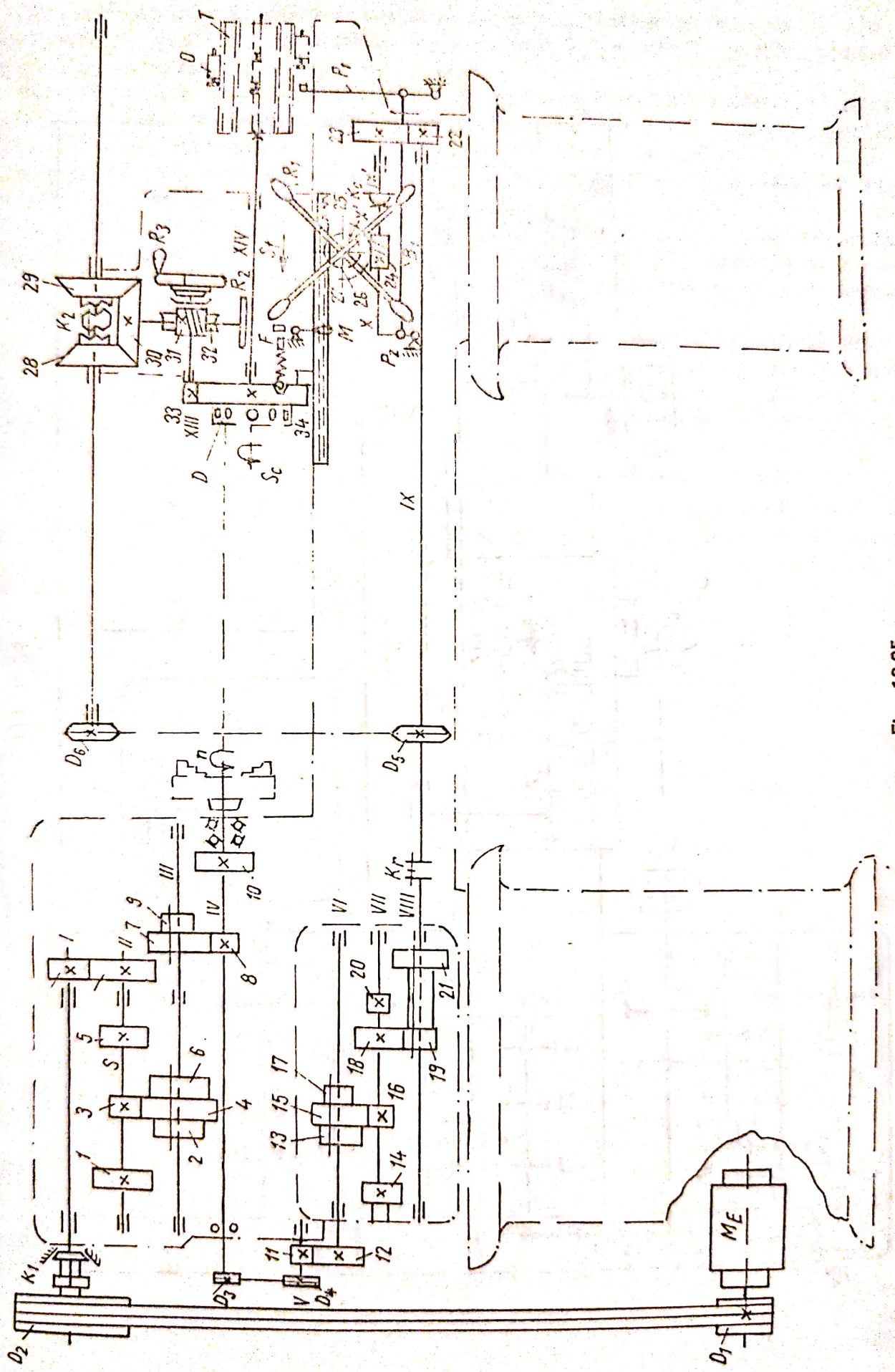


Fig. 10.25

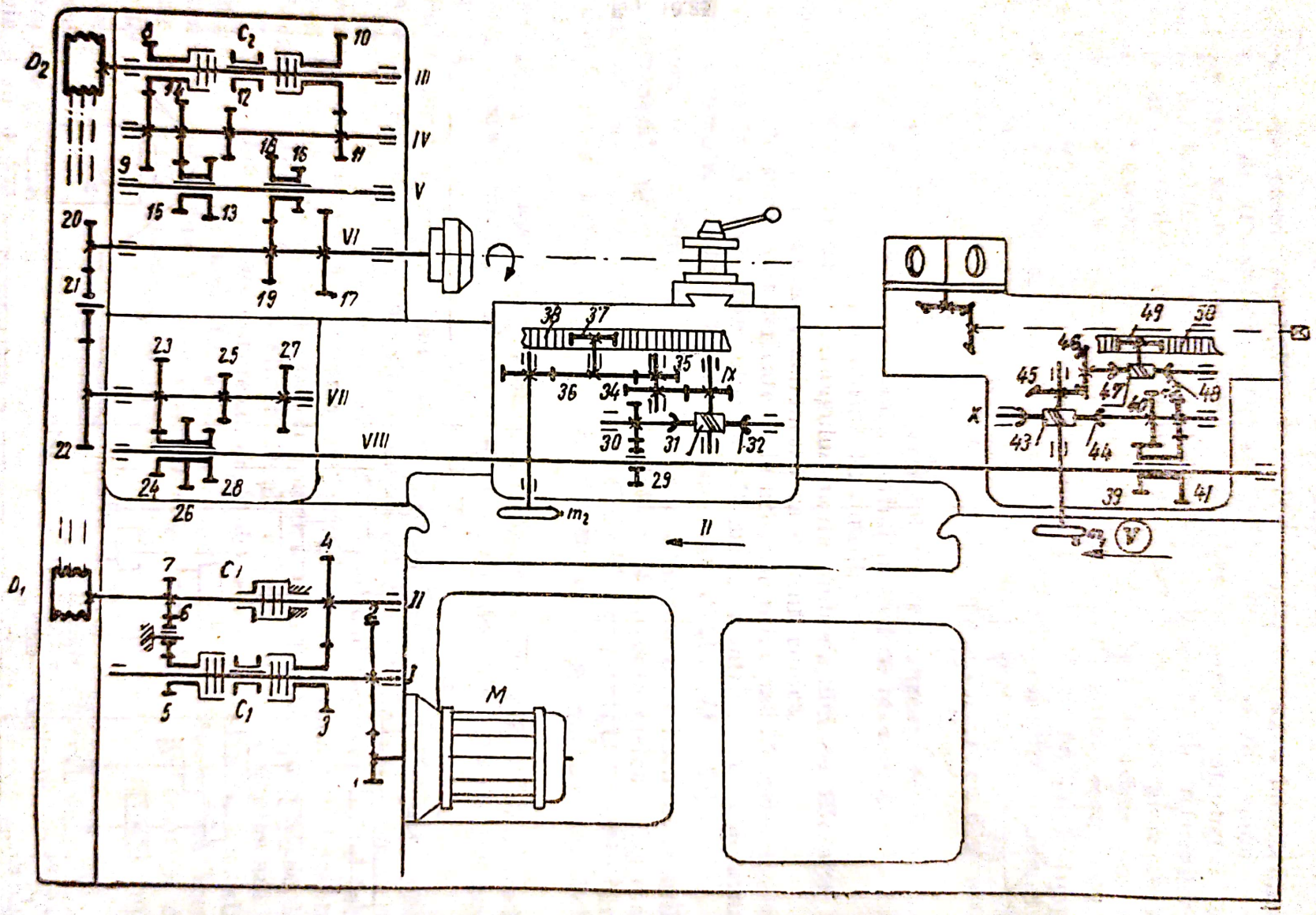


Fig. 10.26

Avansul circular al discului revolver se poate realiza şi manual cu ajutorul roţii de mînă R_2, cînd mufa ambreiajului k_2 se află în poziţia neutră (mijlocie), iar ambreiajul k_3 este cuplat.

Rotirea rapidă a discului revolver, în vederea instalării sculei în poziţia de lucru, se face cu ajutorul roţii de mînă R_3, care este împănată pe arborele *XIII*. În acest caz ambreiajul conic k_3 trebuie să fie decuplat.

Înainte de rotirea discului revolver, fixatorul acestuia *F* trebuie să fie decuplat cu ajutorul manetei *M*.

În vederea prelucrării filetelor, cutia de viteze a strungurilor revolver trebuie să asigure schimbarea rapidă a sensului de rotaţie. Aceasta se realizează în majoritatea cazurilor cu cuplaje cu bucşe sau mai rar cu inversarea sensului de rotaţie a motorului.

Strungurile revolver cu turelă (verticale), la care turela nu are posibilitatea de a se deplasa în direcţie perpendiculară pe axa de rotaţie a piesei de prelucrat, sînt prevăzute cu un cărucior transversal pentru operaţiile de strunjire frontală şi retezare, schema cinematică a unui astfel de strung este prezentată în figura 10.26.

Mecanismele de bază ale acestui strung realizează trei mişcări:

— mişcarea de rotaţie a axului principal care se transmite de la motorul electric *M* la roţile D_1/D_2 ale transmisiei cu curele trapezoidale, care antrenează strungul prin inversorul mişcării de rotaţie C_I montat într-o cutie separată, avînd pe axul *I* cuplajul bilateral de fricţiune C_1. Roata de curea D_2, antrenînd axul *III* al cutiei de viteze, transmite mişcarea de rotaţie la axul principal *VI* prin cuplajul bilateral de fricţiune C_2, cu roţile *8* şi *10* pe care este montat, roţile fixe *9*, *11*, *12* şi *14* ale axului *V*, realizînd cele opt turaţii ale axului principal.

— mişcarea de avans longitudinal a căruciorului revolver se transmite de la axul principal *VI* la axul intermediar *VII* al cutiei de avansuri prin roţile *20—22*, apoi prin blocul balador triplu *23—28* la axul avansurilor *VIII*. De aici, prin blocul balador dublu *39—42*, angrenajele melc-roată melcată *43—44* şi *47—48*, roţile conice *45—46* şi pinionul *49*, mişcarea se transmite la cremaliera *50*. Prin blocul balador triplu *24—26—28* din cutia de avans şi cel dublu *39—41* din cutia căruciorului revolver se realizează şase trepte de avans.

— mişcarea de avans longitudinal a căruciorului transversal e derivată de la axul avansurilor *VIII* şi transmisă la cremaliera *38* prin angrenajele *29—37* cu angrenajul melc-roată melcată *31—32*.

Mecanisme specifice strungurilor revolver. Organul cel mai caracteristic al unui strung revolver este capul revolver. Cum s-a mai amintit, acesta poate fi cu axa de rotaţie orizontală sau verticală.

Construcţia simplificată a unui cap revolver cu axa orizontală este prezentată în figura 10.27.

Acest tip de cap revolver se compune dintr-un disc *1* în care sînt dispuse locaşurile sculelor *LS*1 şi *LS*2. În locaşul *LS*2 poate să intre piesa atunci cînd cu capul se strunjeşte radial şi scula să nu fie prea mult în consolă. Discul se roteşte împreună cu axul *AC* antrenat cu pinionul *PN*, cu mecanismul melc-roată melcată *MRM* sau manual cu roata de mînă *R*. Fixarea discului în poziţia de lucru se face cu fixatorul *FT*. Mărimea curselor se obţine cu ajutorul limitatoarelor de cursă *LMC*.

Scanned with OKEN Scanner

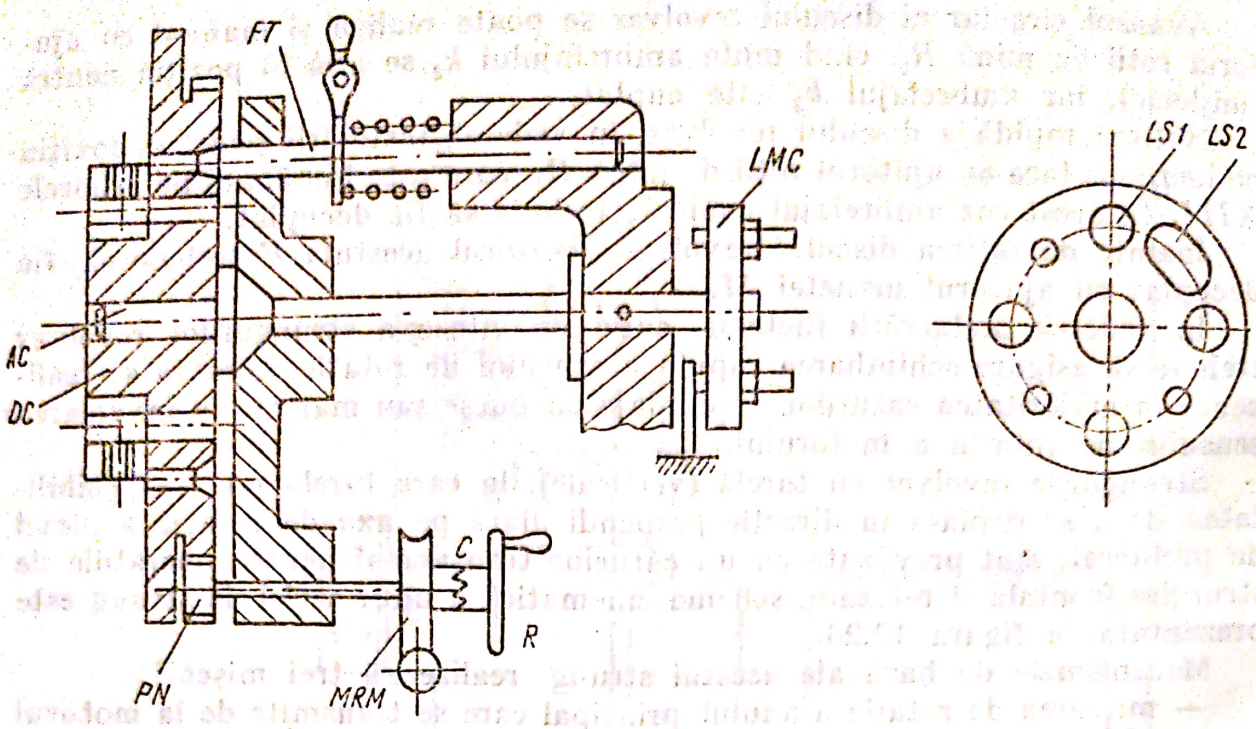


Fig. 10.27

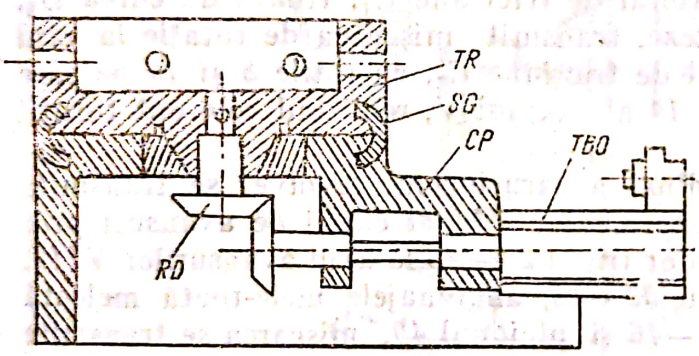


Fig. 10.28

Capul revolver cu axa verticală este de obicei de formă poligonală cu cinci sau şase laturi, mai rar în formă cilindrică (la maşinile mici). Sculele se prind în orificii radiale sau pe feţele laterale (verticale) ale capului. Numai în puţine cazuri sînt prinse sculele pe suprafaţa plană a capului. Construcţia principială a unui astfel de cap revolver este arătată în figura 10.28.

Turela *TR* a capului revolver este ghidată cu un cep conic central în corpul *CP*. Fixarea în poziţia de lucru se face cu două jumătăţi de segmenţi *SG*.

Se deosebesc trei tipuri de capete revolver cu axa verticală şi anume:

— turela capului revolver este montată pe o sanie care se poate deplasa pe cărucior paralel cu ghidajele batiului (fig. 10.29, *b*);

— turela capului revolver este montată pe o sanie care se poate deplasa în direcţia transversală pe căruciorul strungului (fig. 10.29, *c*);

— turela capului revolver se poate deplasa numai odată cu căruciorul, fiind montată astfel pe cărucior, poate executa numai mişcarea de rotaţie în vederea schimbării sculelor (fig. 10.29, *a*).

Atît capetele revolver cu axa orizontală cît şi cele cu axa verticală, au avantajele şi dezavantajele proprii fiecăruia.

Printre avantajele capetelor cu axa orizontală se pot enumera:

— se poate strunji cu avans transversal, deci nu necesită suport transversal special;

Scanned with OKEN Scanner

— capul poate avea pînă la 16 locașuri de scule, astfel că permite prelucrarea pieselor complexe;

— suporții port-sculă sînt scurți și rigizi;

— locașul de fixare se poate dispune la rază mare astfel că precizia discului, respectiv a sculei, este mai ridicată decît la cele cu axa verticală;

— capul, respectiv discul, fiind ghidat în două lagăre dispuse la distanță mare între ele, asigură o bună rigiditate.

Printre dezavantajele acestor construcții se pot aminti:

— la prelucrarea pieselor de dimensiuni mari, prinse în universal, nu pot fi folosite toate locașurile de scule, deoarece spațiile de lucru se suprapun cu piesa. Capul revolver cu axa orizontală se poate folosi deci la prelucrarea pieselor din bară, sau a pieselor prinse în universal, la care diametrul maxim nu depășește de 3—4 ori diametrul găurii de trecere a axului principal. Din experiență s-a constatat că acest tip de cap revolver este avantajos pentru prelucrarea pieselor din bare cu diametrul pînă la 60 mm.

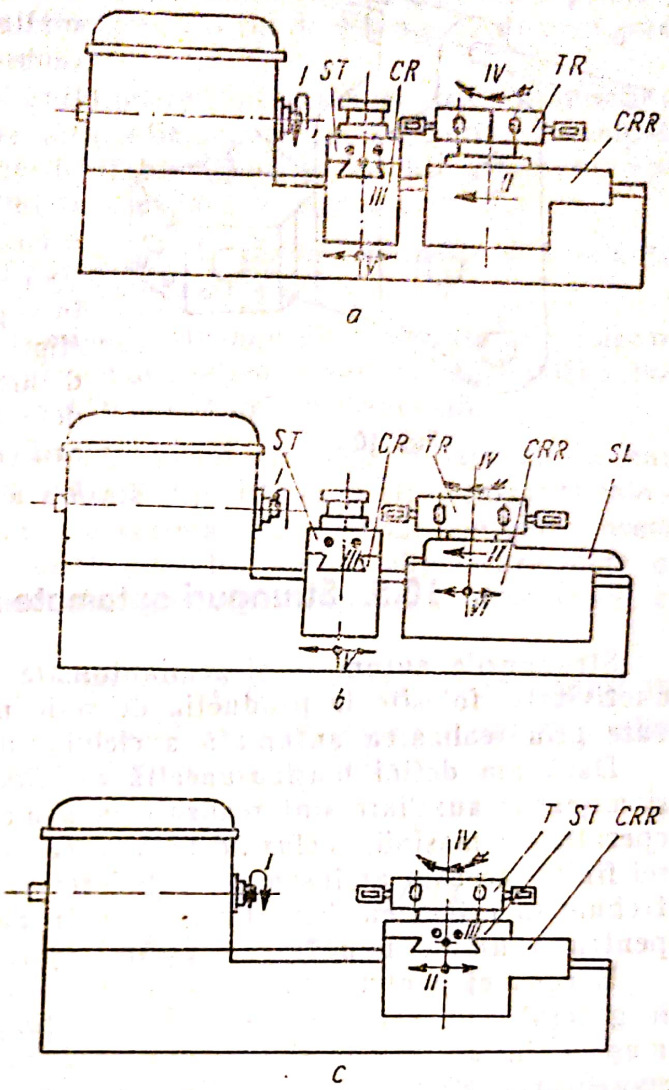


Fig. 10.29

Dintre avantajele capetelor revolver cu axa verticală, cele mai importante sînt:

— pot fi folosite toate pozițiile de lucru ale turelei chiar la prelucrarea pieselor de dimensiuni mari;

— sînt ușor de reglat și de aceea se pot folosi cu randament ridicat și la număr redus de piese. Se pot adapta ușor pentru prelucrarea pieselor asemănătoare după tehnologia de grup, sculele putînd fi reglate ușor în capul revolver și în suport.

Ca dezavantaje ale acestor capete revolver se pot cita:

— construcții la care turela să aibă și avans radial sînt puțin răspîndite deci necesită un suport special pentru acest scop, eventual un dispozitiv special montat pe turelă;

— fixarea în poziția de lucru făcîndu-se la rază mică, nu asigură o precizie ridicată;

Scanned with OKEN Scanner

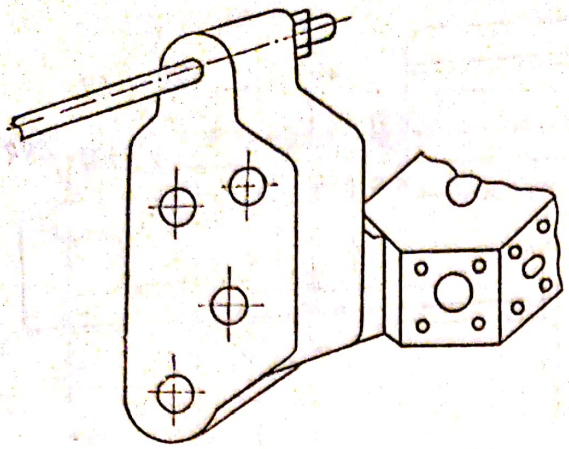


Fig. 10.30

— capul avînd puține locașuri, de multe ori se montează mai multe scule într-un locaș. Din această cauză forțele de așchiere cresc, iar construcția suporților port-sculă devine complicată. În asemenea situații, pentru rigidizarea capului revolver se folosește o bară de rigidizare, prinsă în păpușa fixă la un capăt, iar la celălalt capăt în suportul port-sculă montat pe turelă (fig. 10.30). Dar și în acest caz rigidizarea se poate asigura numai pentru deformări mari, deoarece între bară și orificiul suportului trebuie să existe un joc necesar alunecării.

10.5. Strunguri automate și semiautomate

Strungurile automate și semiautomate sînt mașini-unelte de mare productivitate, folosite la producția de serie mare și de masă, fiind caracterizate prin realizarea automată a ciclului de lucru.

Dacă am defini mașina-unealtă ca, fiind aceea la care toate operațiile și mișcările auxiliare sînt realizate în urma unei succesiuni bine definite de operații ale mașinii, incluzînd încărcarea cu semifabricat și descărcarea piesei finite, aceasta ar însemna excluderea factorului uman; totuși muncitorul trebuie să intervină din cînd în cînd în alimentarea cu piese sau material, pentru a umple buncărul, depozitul etc.

Rezultă că pentru a defini un strung automat, o mașină-unealtă automată, în general, este necesar să se indice participarea factorului uman la reglarea mașinii, inițială sau finală, precum și alimentarea cu materiale. Cu această specificație, strungurile automate sînt acele mașini-unelte la care întregul proces de prelucrare, inclusiv alimentarea cu un nou semifabricat și desprinderea piesei finite, are loc fără participarea factorului uman.

Strungurile semiautomate se deosebesc de strungurile automate prin aceea că fixarea semifabricatului și scoaterea piesei finite se execută manual.

Datorită automatizării la aceste strunguri se efectuează simultan mai multe operații, sau se prelucrează concomitent mai multe semifabricate, rezultînd prin aceasta reducerea timpilor auxiliari și tehnologici. Aceste avantaje pe care le prezintă strungurile automate și semiautomate, la care se adaugă reducerea suprafeței de producție, posibilitatea deservirii simultane a mai multor mașini, reducerea efortului fizic al omului ș.a., le fac să fie folosite exclusiv în producția de serie mare și masă.

10.5.1. Clasificarea strungurilor automate și semiautomate

În prezent există o multitudine de tipuri constructive de strunguri automate și semiautomate, fiecare tip cu particularitățile respective. Astfel, există strunguri cu unul sau mai multe axe principale, situate în poziție

Scanned with OKEN Scanner

orizontală sau verticală, lucrînd din sîrmă, bare, sau cu prinderea piesei în mandrină, executînd operaţii specifice fiecărui tip de strung, cu diverse grade de automatizare a ciclului de lucru etc.

Clasificarea strungurilor cu funcţionare automată şi semiautomată se face, în general, după gradul de automatizare, numărul arborilor principali, poziţia arborilor principali, tipul semifabricatului prelucrat, caracterul operaţiilor executate şi după modul de realizare a curselor de gol.

a. După gradul de automatizare, avem strunguri automate şi semiautomate caracterizate prin criteriile arătate mai sus.

b. După numărul arborilor principali, strungurile automate şi semiautomate pot fi cu un singur arbore principal (monoax) sau cu mai mulţi arbori principali. Ultimele putînd avea 2, 4, 6 sau 8 arbori principali.

c. După poziţia arborilor principali, avem strunguri orizontale la care poziţia arborilor principali este orizontală (fig. 10.31), şi strunguri verticale — la care poziţia arborilor principali este verticală (fig. 10.32). De obicei aceste strunguri sînt semiautomate, datorită dificultăţilor de alimentare, care nu se poate face automat. Pe aceste strunguri se prelucrează piese mari, cu configuraţie complexă.

d. În funcţie de tipul semifabricatului prelucrat, strungurile se împart în:

— strunguri cu ciclu de lucru automat care prelucrează din semifabricate în formă de bară sau din sîrmă sub formă de colaci;

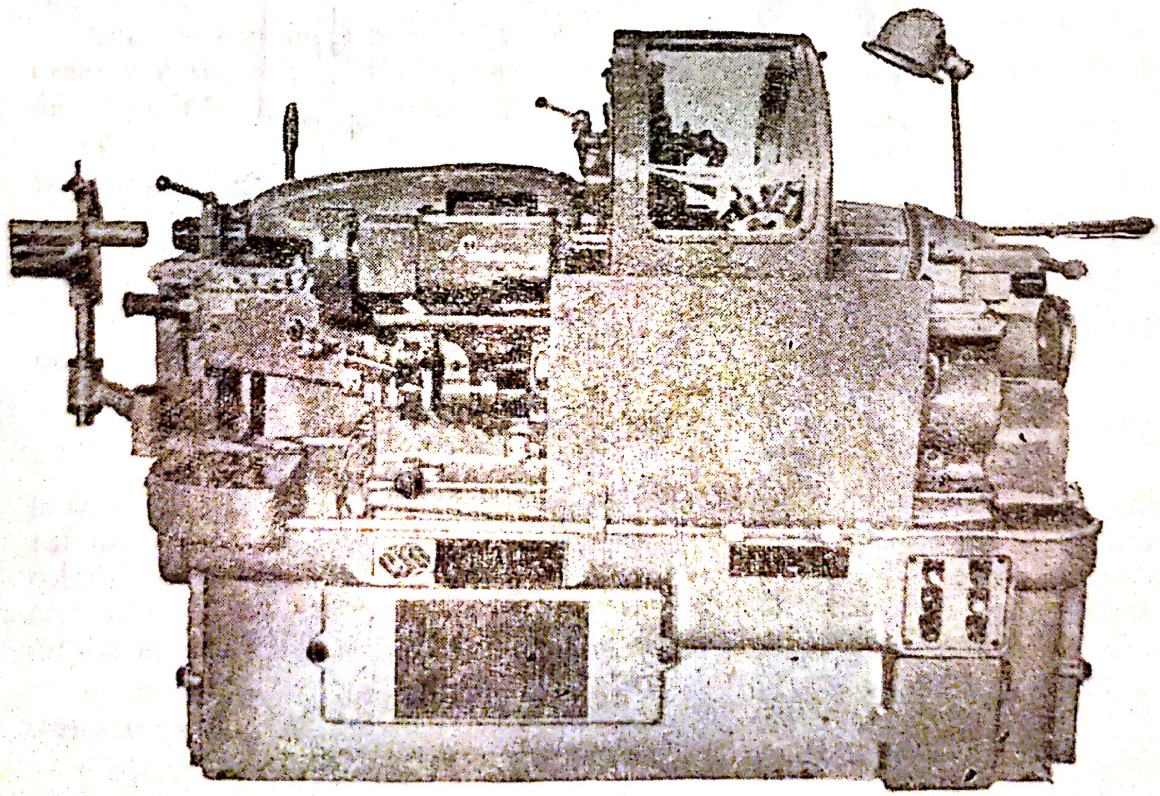


Fig. 10.31

Scanned with OKEN Scanner

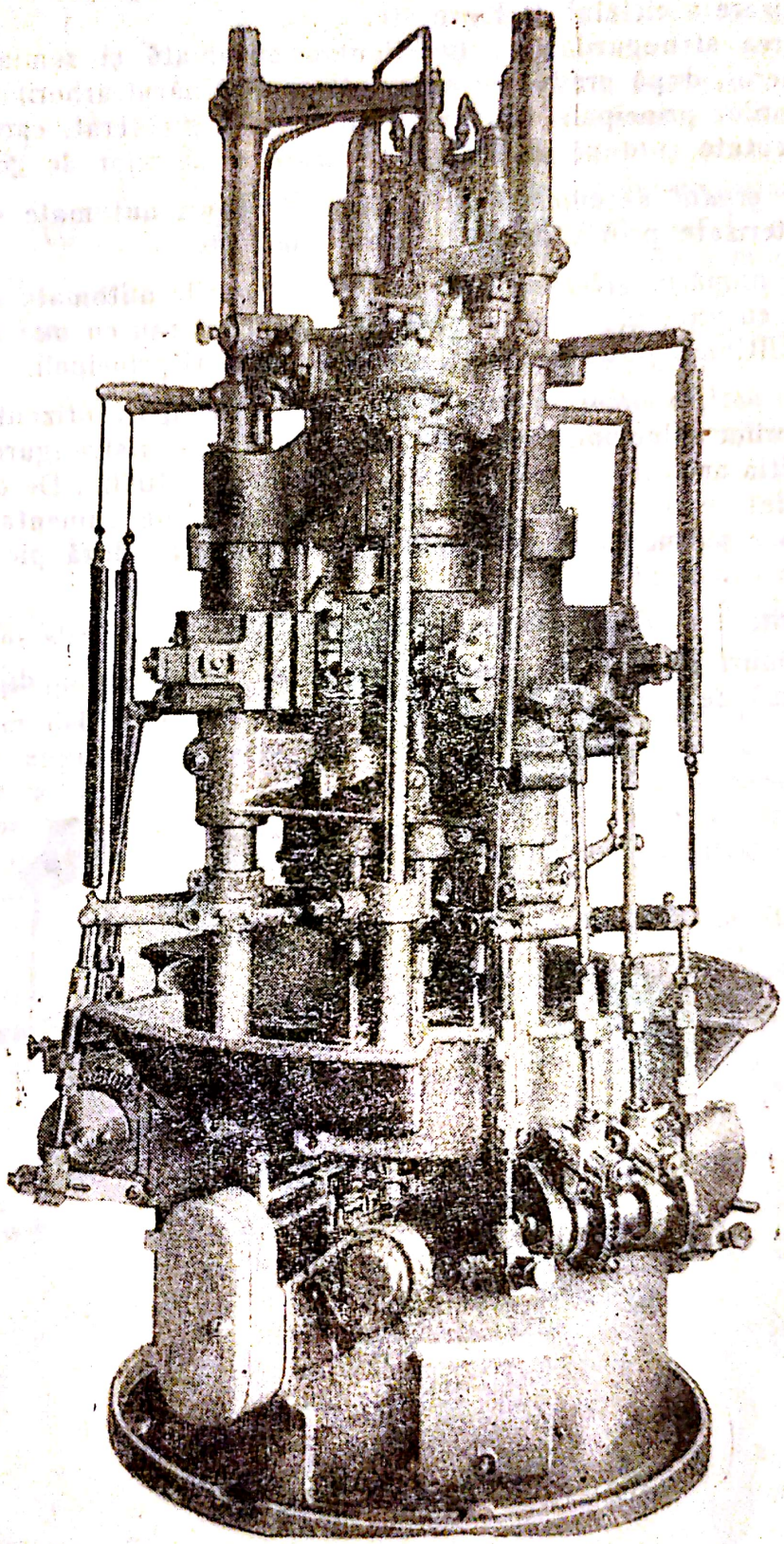


Fig. 10.32

Scanned with OKEN Scanner

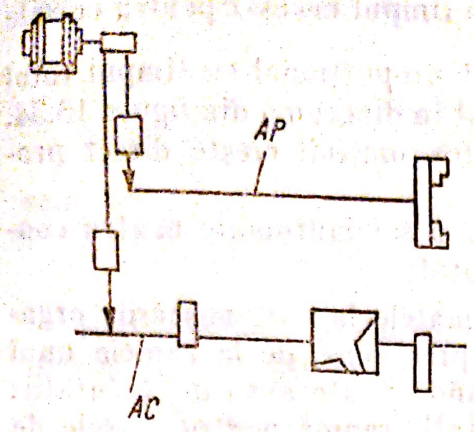


Fig. 10.33

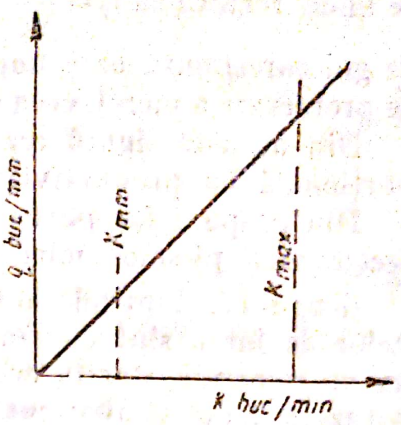


Fig. 10.34

— strunguri cu ciclu de lucru semiautomat care prelucrează piese individuale (forjate, turnate sau debitate).

e. După caracterul operaţiilor executate, strungurile cu prelucrare automată pot fi: de profilat şi retezat, de strunjit longitudinal, revolver, multicuţite.

f. După modul de realizare a curselor de gol, strungurile automate şi semiautomate se împart în trei grupe şi anume:

Grupa I. Cuprinde automatele la care mişcările pentru realizarea curselor de gol sînt comandate de un sistem de came montate pe un ax de comandă (fig. 10.33).

Axul de comandă are o singură turaţie constantă şi astfel reglată, ca să execute o singură rotaţie în timpul prelucrării unei piese, adică la un ciclu de lucru întreg.

O altă caracteristică a maşinilor din această grupă este aceea că pentru anumite categorii de lucrări, camele care asigură cursele de gol sînt permanente şi necesită un unghi de rotaţie constant al axului de comandă, în timp ce camele pentru cursele de lucru necesită diferite unghiuri de rotaţie ale axului de comandă, în funcţie de specificul fiecărei lucrări în parte.

Productivitatea maşinilor automate din această grupă, fără a ţine seama de pierderile din afara ciclului, este dată de relaţia:

$$Q_I = \frac{n_{ap}}{n_p} = \frac{n_{ap}}{n_l} \cdot \frac{\alpha}{2\pi} = K\left(1 - \frac{\beta_I}{2\pi}\right) = K \cdot \eta_{II}, \qquad (10.29)$$

în care: n_{ap} este numărul de rotaţii pe minut ale axului principal; n_p — numărul de rotaţii necesare pentru executarea piesei în întregime; n_l — numărul de rotaţii necesare executării curselor de lucru; α — unghiul de rotaţie al axului de comandă pentru efectuarea curselor de lucru; β_I — unghiul de rotaţie al axului de comandă pentru realizarea curselor de gol.

În cazul modificării productivităţii tehnologice K, unghiul β_I fiind constant rezultă că η_I = constant.

Unghiul de rotaţie β_I se determină cu relaţia:

$$\beta_I = \frac{t_g}{T} 2\pi, \qquad (10.30)$$

de unde rezultă că $t_g = \frac{\beta_I}{2\pi} T$. De aici rezultă că timpul necesar pentru cursele de gol corespunzătoare unghiului β_I este direct proporţional cu timpul total de prelucrare a piesei, ceea ce poate fi reprezentat în diagrama din figura 10.34.

Din această figură rezultă că productivitatea maşinii creşte direct proporţională cu productivitatea tehnologică.

Din grupa *I* fac parte strungurile automate şi semiautomate pentru confecţionarea pieselor mici şi de mică complexitate.

Grupa II. Cuprinde automatele şi semiautomatele la care mişcările organelor de lucru sînt comandate ca şi în cazul precedent, de la camele unui ax de comandă, dar în acest caz axul de comandă poate avea două turaţii: o turaţie lentă pentru cursele de lucru şi o turaţie rapidă pentru cursele de gol cum ar fi rotirea capului revolver, avansarea barei etc.

Pentru aceste două mişcări există două lanţuri cinematice (fig. 10.35).

Din cauză că mişcările pentru realizarea curselor de gol sînt realizate cu un lanţ cinematic cu turaţia constantă, rezultă că pentru maşinile automate din această grupă t_{gII}=constant şi deci oricare ar fi timpul necesar pentru prelucrarea piesei, timpul pentru cursele de gol rămîne constant, iar coeficientul de productivitate al maşinii este o mărime variabilă care depinde de productivitatea tehnologică (fig. 10.36).

Productivitatea acestor maşini, fără a ţine seama de pierderile din afara ciclului, este dată de relaţia:

$$Q_{II} = \frac{K}{K \cdot t_g + 1}. \qquad (10.31)$$

Din această grupă fac parte majoritatea strungurilor automate şi semi automate folosite în construcţia de maşini.

Grupa III. Cuprinde automate şi semiautonate care au două axe de comandă: un ax de comandă principal şi unul auxiliar (fig. 10.37).

Axul de comandă principal execută o rotaţie în timpul unui ciclu de lucru şi comandă mişcările pentru cursele de lucru şi o parte din mişcările pentru cursele de gol. Pe acest ax se află şi came de comandă pentru cuplarea, respectiv decuplarea, axului de comandă auxiliar. Axul de comandă auxiliar are o rotaţie rapidă, constantă şi comandă anumite mişcări auxiliare cum ar fi: rotirea capului revolver, avansarea barei etc.

Productivitatea maşinilor automate din grupa *III* poate fi determinată din următoarele condiţii:

$$T = t_l + t_{gI} + t_{gII}. \qquad (10.32)$$

Deoarece însă $t_{gI} = \frac{\beta_I}{2\pi} T$,

rezultă că:

$$T = t_l + \frac{\beta_I}{2\pi} T + t_{gII} \text{ sau } T\left(1 - \frac{\beta_I}{2\pi}\right) = t_1 + t_{gII},$$

de unde rezultă că:

$$T = \frac{t_l + t_{gII}}{1 - \frac{\beta_I}{2\pi}},$$

iar

$$Q_{III}=\frac{1}{T}=\frac{1-\frac{\beta_I}{2\pi}}{t_i+t_{oII}}=\frac{K}{K\cdot t_{oIII}+1}\left(1-\frac{\beta_I}{2\pi}\right), \tag{10.33}$$

sau

$$Q_{III}=K\cdot\eta_I\cdot\eta_{II}. \tag{10.34}$$

Reprezentînd grafic variaţia productivităţii pentru cele trei grupe de maşini (fig. 10.38) se pot trage următoarele concluzii:

— Într-un anumit domeniu maşinile din grupa *III* asigură o productivitate mai mare decît celelalte;

— Pe baza analizei construcţiilor şi a studiului dinamic al unui mare număr de mecanisme speciale de maşini-unelte automate, cum şi pe baza curbelor din diagrama prezentată rezultă că:

— pentru $K>10$ buc./min, trebuie să se aleagă grupa *I*;

— pentru $K<1$ buc./min, trebuie să se aleagă grupa *II*;

— pentru $0{,}5<K<10$ buc./min, trebuie să se aleagă grupa *III*.

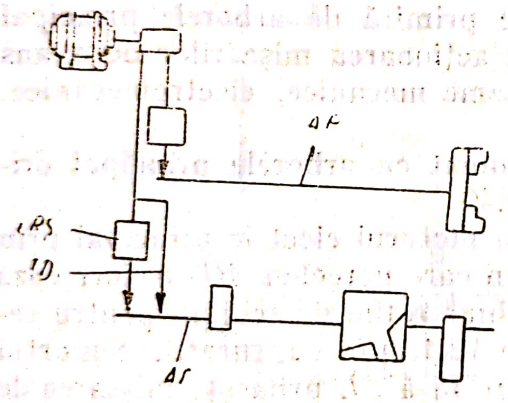


Fig. 10.35

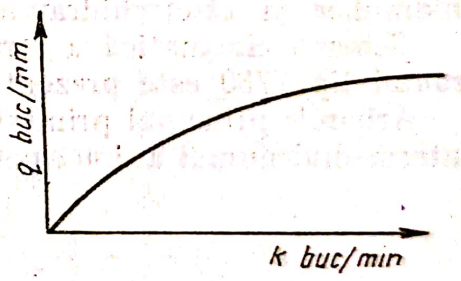


Fig. 10.36

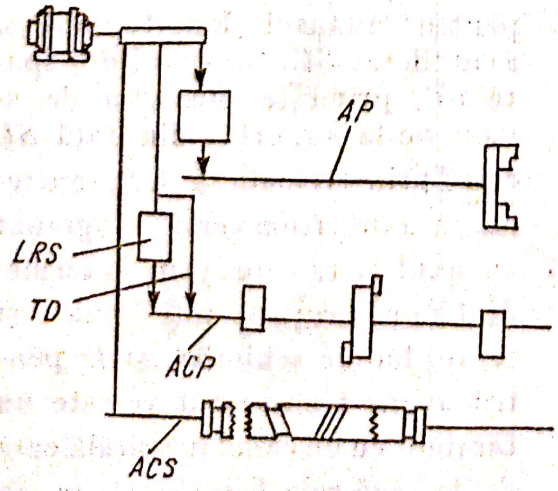


Fig. 10.37

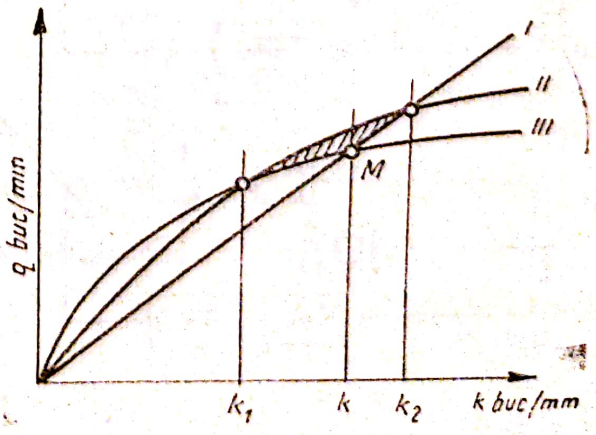


Fig. 10.38

10.5.2. Cinematica strungurilor semiautomate monoax

Strungurile semiautomate monoax pot fi cu arborele principal, orizontal sau vertical şi sînt destinate prelucrării pieselor forjate, turnate sau matriţate sub formă de bucăţi individuale.

Spre deosebire de strungurile revolver, la cele semiautomate sculele au o poziţie bine determinată şi prelucrează mereu aceeaşi suprafaţă. În unele cazuri această suprafaţă poate fi prelucrată prin mai multe treceri.

La strunguri semiautomate orizontale, prelucrarea pieselor se realizează cu grupuri de cuţite montate în majoritatea cazurilor pe două sănii laterale dispuse în faţa şi în spatele piesei: o sanie longitudinală dispusă în faţă şi una transversală dispusă în spate. În cazurile în care este necesară şi prelucrarea unor suprafeţe interioare la piese mai scurte, se folosesc strunguri semiautomate, prevăzute, în locul păpuşii mobile, cu o sanie centrală cu avans longitudinal, sau cu cap revolver, cu ajutorul căruia se realizează prelucrări interioare.

La unele din ultimele tipuri de strunguri semiautomate monoax, în locul saniei longitudinale cu mai multe cuţite este prevăzută o sanie de copiat cu acţionare hidraulică.

Schema bloc a celor mai caracteristice tipuri de strunguri semiautomate monoax este prezentată în figura 10.39.

Mişcarea principală la toate tipurile este primită de arborele principal prin intermediul unei cutii de viteze. Pentru acţionarea mişcărilor de avans şi pentru comenzile automate, se folosesc sisteme mecanice, electromecanice, hidraulice şi electrohidraulice.

Schema cinematică a strungului semiautomat cu arborele principal orizontal tip 1730 este prezentată în figura 10.40.

Arborele principal primeşte mişcarea de la motorul electric principal prin intermediul numai a două perechi de roţi, din care perechea *RD* o formează chiar roţile de schimb pentru cele 12 trepte de turaţii. Suportul din faţă *SL* primeşte mişcarea de avans de lucru de la arborele principal prin cutia de avansuri *CA*, roţile de schimb *A* şi *B* pentru avansul longitudinal şi axul filetat *SC*. Suportul din spate *ST*, primeşte mişcarea de avans de la suportul din faţă *SL* care, prin cremaliera *CR*, antrenează axul transversal angrenat cu axul *AA*, care prin intermediul unui grup de roţi conice şi al roţilor de schimb *C* şi *D* pentru avans transversal roteşte un tambur cu un canal în spirală care deplasează rola *R* şi odată cu ea şi suportul *ST* pe care este fixată.

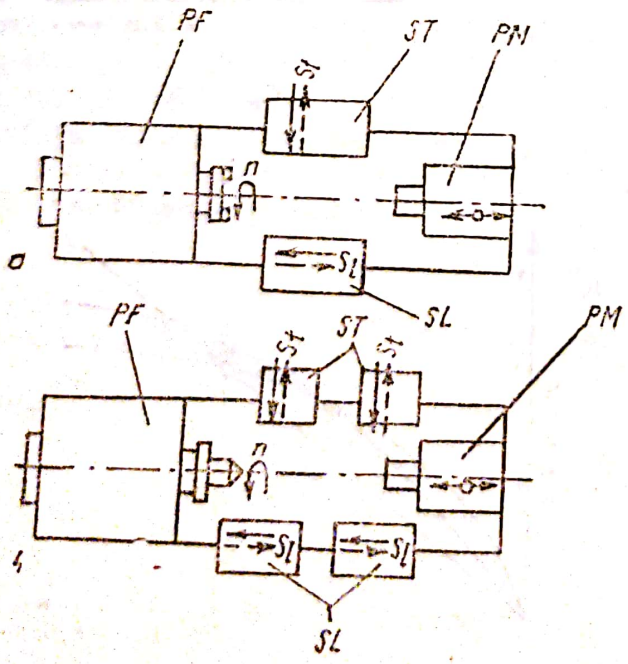


Fig. 10.39

Scanned with OKEN Scanner

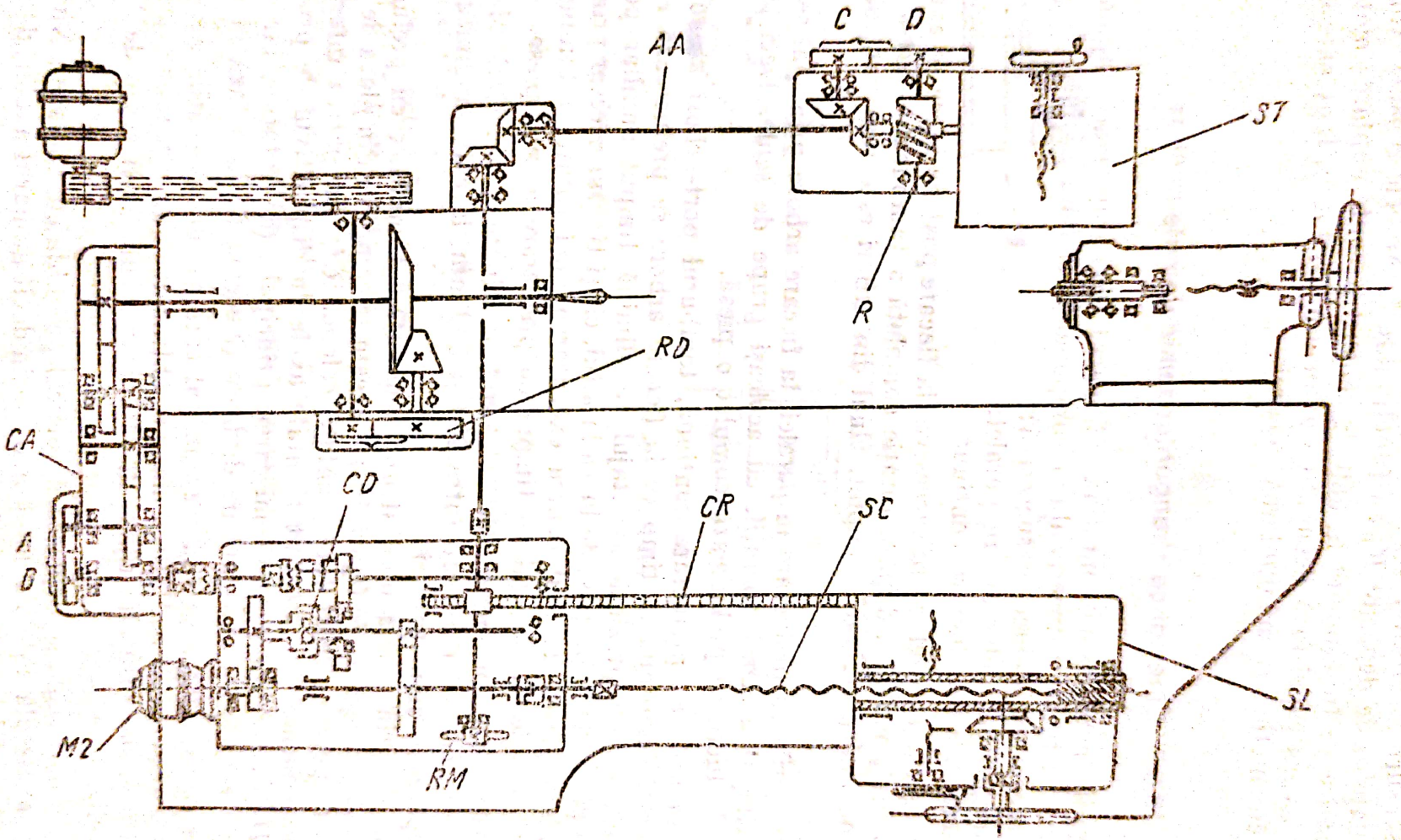


Fig. 10.40

Scanned with OKEN Scanner

În mod normal suportul din spate are avans transversal, iar cel din față are avans longitudinal. Cursele rapide ale suporților se obțin de la motorul *M2* cu două sensuri de rotire, care antrenează axul filetat *SC*, prin intermediul ambreiajului de depășire *K*, cu funcționare în ambele sensuri. Ambreiajul de depășire cu funcționare în ambele sensuri permite cuplarea motorului electric de avans rapid fără decuplarea avansului de lucru, fapt care simplifică mult cinematica și manipularea mașinii.

10.5.3. Cinematica strungurilor semiautomate multiax

Strungurile semiautomate multiax se împart în trei grupe mari, după modul cum se execută piesa, respectiv după componența ciclului de lucru:

— strunguri cu prelucrare succesivă;
— strunguri cu prelucrare în paralel;
— strunguri cu prelucrare continuă.

La strungurile cu prelucrare succesivă, la fiecare post de lucru se execută o anumită fază, astfel că după o rotație completă a tamburului port-arbori, se obține o piesă prelucrată complet. Unul din arbori este rezervat pentru alimentare.

La strungurile cu prelucrare în paralel, la fiecare arbore principal se execută tot timpul aceleași operații, cu aceleași grupe de scule. Deci la fiecare post de lucru se prelucrează complet o piesă.

La strungurile cu prelucrare continuă, tamburul port-arbori are o mișcare de rotație continuă în timp ce la fiecare arbore se prelucrează cîte o piesă. Acest sistem prezintă avantajul că elimină timpul auxiliar pentru deplasarea piesei de la un post de lucru la altul, cît și timpul necesar prinderii și desprinderii piesei. Timpul pentru executarea unei rotații a tamburului port-arbori trebuie să fie egal cu timpul de prelucrare a unei piese.

Strungurile semiautomate verticale sînt destinate prelucrării pieselor turnate sau forjate cu diametru între 200 și 500 mm, la care lungimea piesei nu depășește diametrul ei.

Schema de principiu a unui strung semiautomat multiax cu prelucrare succesivă este prezentată în figura 10.41. Acesta se compune din placa de bază *PB*, pe care perpendicular este montată coloana *CL*. La partea inferioară se află masa inelară în care sînt montate axele cu dispozitivul de prindere a piesei *DPP*. Arborii execută mișcarea principală (de rotație), iar masa mișcarea de rotație intermitentă de divizare (trecerea de la o fază la alta).

La partea superioară se află mecanismul care asigură mișcările de avans suporților port-sculă *SPS*. Rotirea mesei se obține de la un mecanism cu melc-roată melcată, sau prin alte tipuri de mecanisme cum ar fi cruce de Malta, sau hidraulic.

Suporții port-sculă se deplasează vertical pe ghidajele coloanei. Numărul suporților port-sculă este cu unul mai puțin decît numărul axelor, deoarece unul din axe se folosește pentru alimentare.

Strungurile de acest tip se execută cu numărul de arbori principali de la 6 pînă la 12 sau chiar 16 arbori. La cele cu 12 sau 16 arbori, divizarea se execută cu două posturi deodată, astfel că se prelucrează două piese simultan.

Scanned with OKEN Scanner

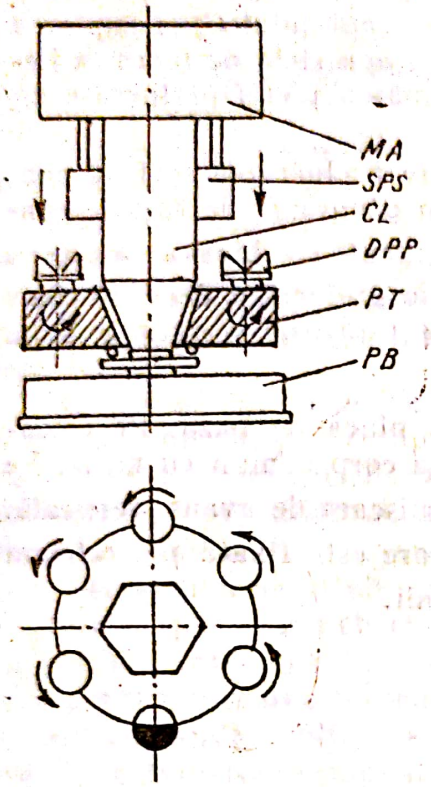


Fig. 10.41

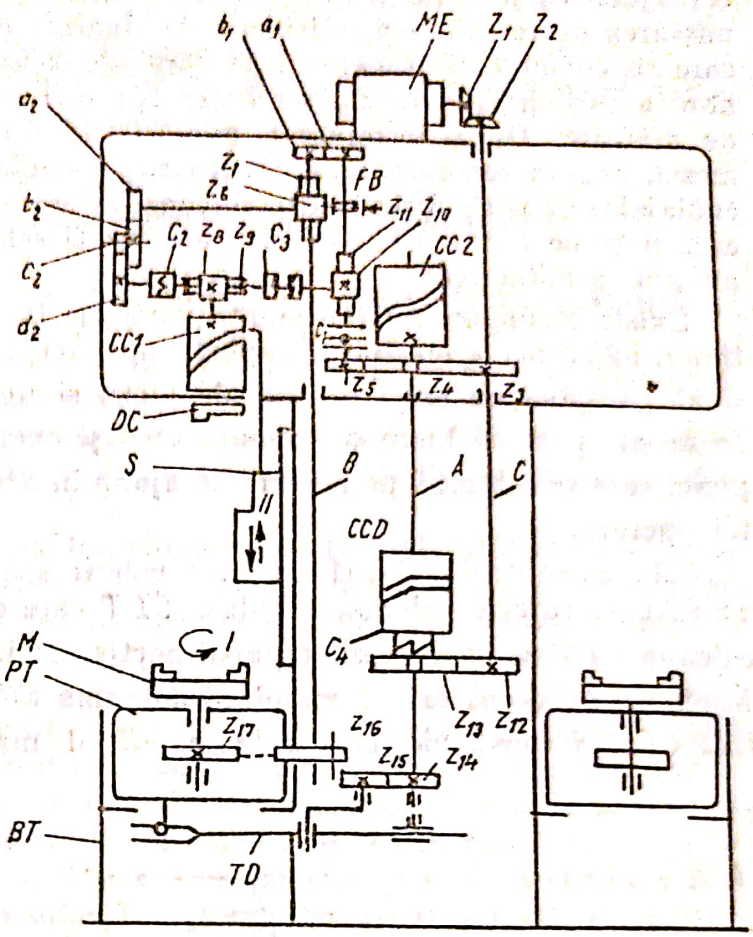


Fig. 10.42

Mişcările de avans se obţin cu ajutorul unor mecanisme hidraulice sau mecanice (tambur cu came spaţiale). Schema cinematică a unui astfel de strung este prezentată în figura 10.42.

Mişcarea principală I este executată de mandrina M şi se transmite de la motorul electric ME prin roţile dinţate z_1, z_2, roţile dinţate z_3, z_4 (libere pe axul A), z_5 prin cuplajul cu lamele C_1, prin roţile de schimb a_1, b_1 şi angrenajul z_{16}, z_{17}. Numărul axelor B, respectiv a lanţurilor cinematice, este egal cu numărul posturilor de lucru. În postul de alimentare mandrina nu se roteşte. Ciclul de lucru (mişcările de avans) ale săniilor S se obţine de la cama cilindrică $CC1$. Cama se roteşte cu o turaţie lentă cînd transmite avans de lucru şi cu turaţie mărită cînd transmite mişcări auxiliare. Avansul de lucru se transmite cu lanţul cinematic format din angrenajul melc, roată-melcată z_6, z_7, lira roţilor de schimb a_2, b_2, c_2, d_2, cînd cuplajul C_2 este cuplat, iar cuplajul C_3 decuplat. Avansul rapid se transmite de la angrenajul melc-roată melcată z_{10}, z_{11}, cînd cuplajul C_3 este cuplat, iar C_2 decuplat.

Cuplarea şi decuplarea cuplajelor C_2 şi C_3 este comandată de camele limitatoare de cursă reglabile, aflate pe discul DC.

La terminarea ciclului unui post de lucru sania se retrage în poziţia limită superioară. Cînd şi ultima sanie s-a retras, de la cama cilindrică CCD se dă comanda pentru cuplarea cuplajului C_4 pentru începerea mişcării de divizare a mesei. În acelaşi moment cama cilindrică $CC2$ comandă decuplarea

Scanned with OKEN Scanner

cuplajului C_1 și intrarea în funcțiune a frînei cu bandă FB; astfel se oprește mișcarea de rotație a mandrinelor M. Înainte de începerea mișcării de divizare se comandă retragerea tijei care indexează masa și ieșirea din angrenare a roții baladoare z_{16}, cu roata z_{17}, lucru care ușurează mult mișcarea de divizare. După terminarea mișcării de divizare se comandă indexarea mesei, angrenarea roții z_{16} cu roata z_{17}, decuplarea cuplajului C_4 și cuplarea cuplajelor C_1 și C_2. Prin aceste comenzi reîncepe un nou ciclu de lucru la fiecare post de lucru, timp în care are loc și schimbarea piesei prelucrate cu un nou semifabricat.

Există strunguri semiautomate verticale la care prelucrarea se face continuu, adică masa mașinii și suporții port-sculă au o mișcare de rotație continuă. Acestea au cinci posturi de lucru și unul pentru schimbarea piesei. În fiecare post de lucru se execută aceeași operație prelucrînd deodată cinci piese, care se schimbă pe măsură ce ajung în dreptul poziției rezervată acestei operații.

Coloana centrală *CLC* (fig. 10.43), este fixată de placa de bază. Pe coloana *CLC* se rotește coloana tubulară *CLT* care este corp comun cu masa. Pe coloana *CLT* se deplasează suporții port-sculă în mișcare de avans verticală. Mișcarea de avans este comandată de cama *CC* care este fixată pe coloana fixă *CLC* și constituie axul de comandă al mașinii.

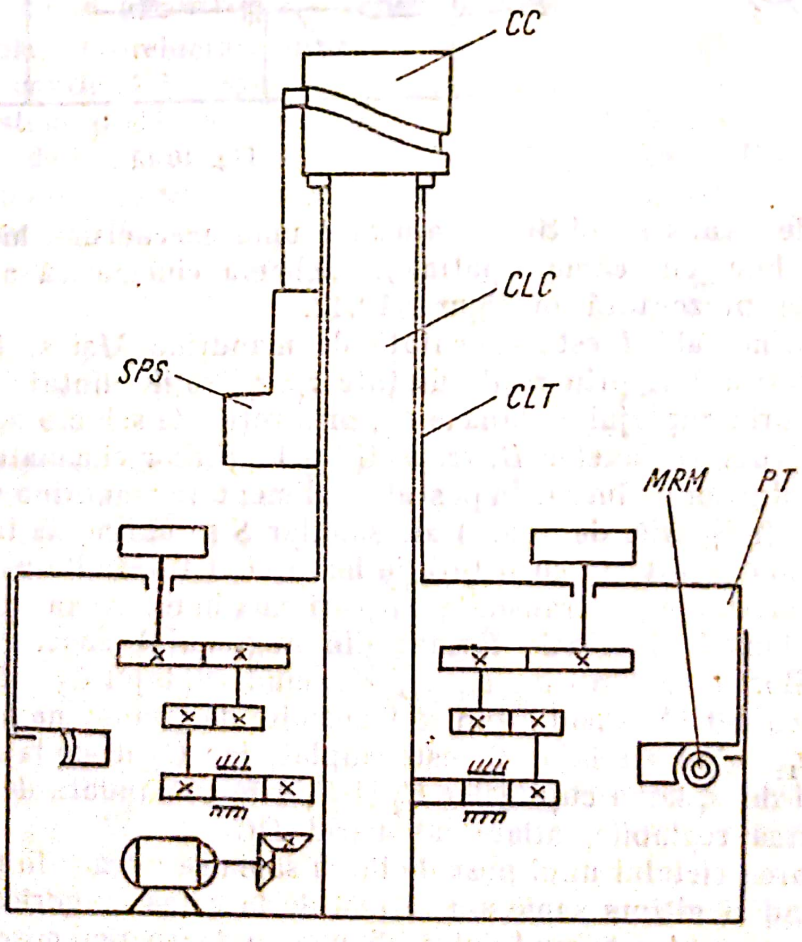


Fig. 10.43

Rotirea mesei se obține de la un motor separat prin melcul și roata melcată *MRM*.

Sistemul de comandă este o construcție mecanică și hidraulică.

După acest sistem sînt construite strungurile semiautomate sovietice 1285 și americane de fabricație *Bullard*.

10.5.4. Cinematica strungurilor automate monoax

Strungurile automate monoax (fig. 10.44) sînt destinate prelucrării pieselor din bară sau colaci, în serie mare sau masă.

Cinematica acestor strunguri este funcție de complexitatea pieselor care se prelucrează pe ele, precum și de modul de realizare a curselor în gol.

În figura 10.45 este prezentată schema cinematică a unui strung automat monoax, tip 110 de fabricație sovietică, care face parte din grupa *I* a automatelor.

Mașina se compune din următoarele organe: arborele principal *AP*; axul mecanismului *AG* pentru operații de găurire; axul de comandă *AC*; tamburul cu came *TC* pentru deplasarea longitudinală a păpușii axului principal, în vederea operațiilor de strunjire longitudinală; cama C_1 pentru dispozitivul de alimentare și fixare a materialului; camele C_2, C_3, C_4 pentru deplasarea suporților de scule laterali; cama C_5 pentru acționarea dispozitivului auxiliar; cuplajul *K* pentru acționarea mecanică a axului de comandă; manivela *RM* pentru rotirea manuală a axului de comandă; roțile de schimb *A* și *B* pentru mișcarea principală; roțile de curea *C* și *D* pentru acționarea axului de comandă; roțile dințate fixe *e* și *f*, melcul și roata melcată *g* și *h* pentru acționarea axului de comandă. Schimbarea turațiilor arborelui principal se realizează prin schimbarea roților *A* și *B*, iar reglarea turației axului de comandă cu ajutorul roților de schimb *a*, *b*, *c*, *d*. Automatul făcînd parte din grupa *I*, are la axul de comandă turația constantă în cursul ciclului de prelucrare a pieselor; astfel, antrenarea axului de comandă se efectuează fără posibilitatea schimbării turației în timpul desfășurării ciclului. Relația cinematică a mișcării de comandă este deci:

$$n_a = n_0 \frac{d_1}{d_2} \cdot \frac{A}{B} \cdot \frac{C}{D} \cdot \frac{a}{b} \cdot \frac{c'}{d} \cdot \frac{e}{f} \cdot \frac{g}{h}, \qquad (10.35)$$

$$\text{sau } n_a = n_0 \cdot i_c \cdot i_{1s} \cdot i_{2s}, \qquad (10.36)$$

în care: n_0 este turația motorului principal, în rot/min; i_c — rapoartele de transmitere constante; i_{1s} — rapoartele de transmitere principale (cu roți de schimb); i_{2s} — rapoartele de transmitere cu roțile de schimb ale axului de comandă.

Timpul necesar pentru mișcările auxiliare de comandă este

$$t_a = \frac{60}{n_a} \cdot 0{,}33s, \text{ în cazul în care } \beta = 0{,}33.$$

Avansul *S*, în mm/rot al suporților port-scule comandați de came, este:

$$S = i_c \cdot i_{1s} \cdot i_{2s} \cdot t \cdot i_p, \text{ [mm/rot]}, \qquad (10.37)$$

în care: *t* este pasul spiralei camei; i_p — raportul de transmitere al sistemului de pîrghii de la camă la suport.

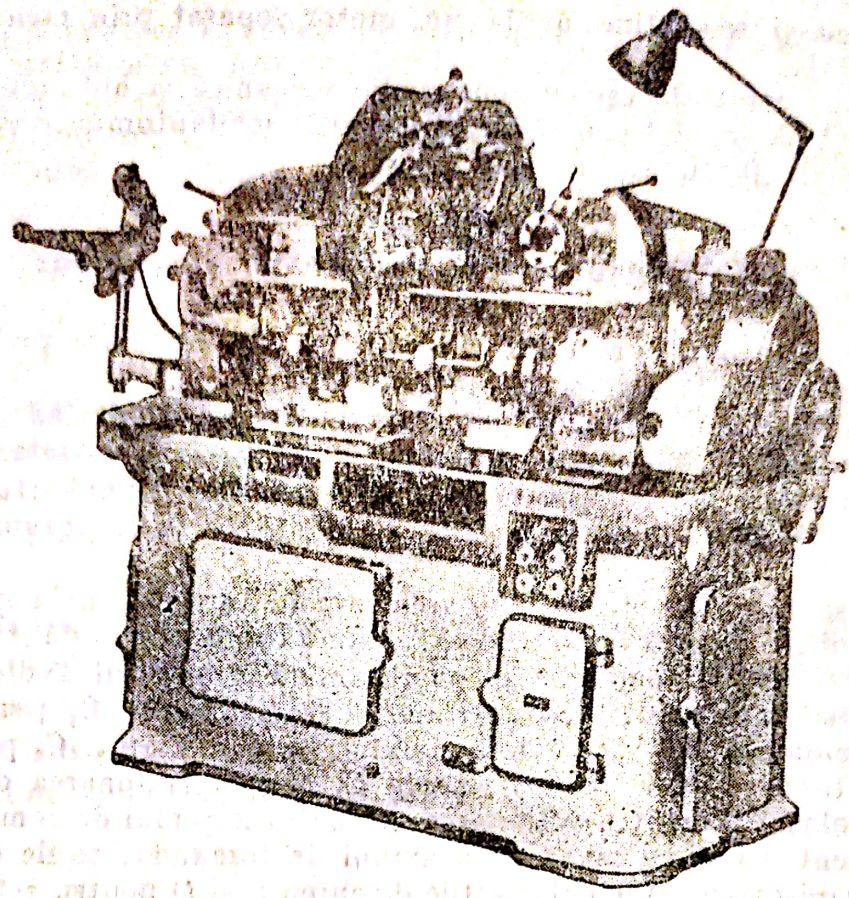


Fig. 10.44

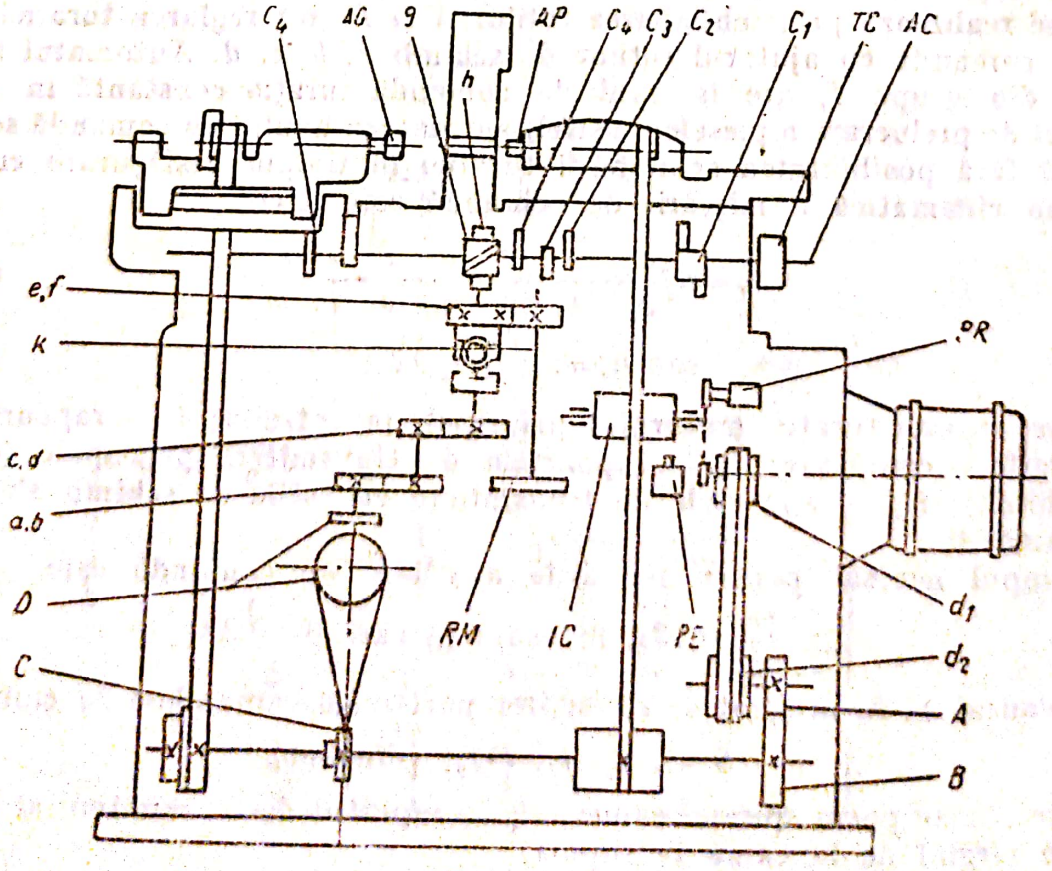


Fig. 10.45

Scanned with OKEN Scanner

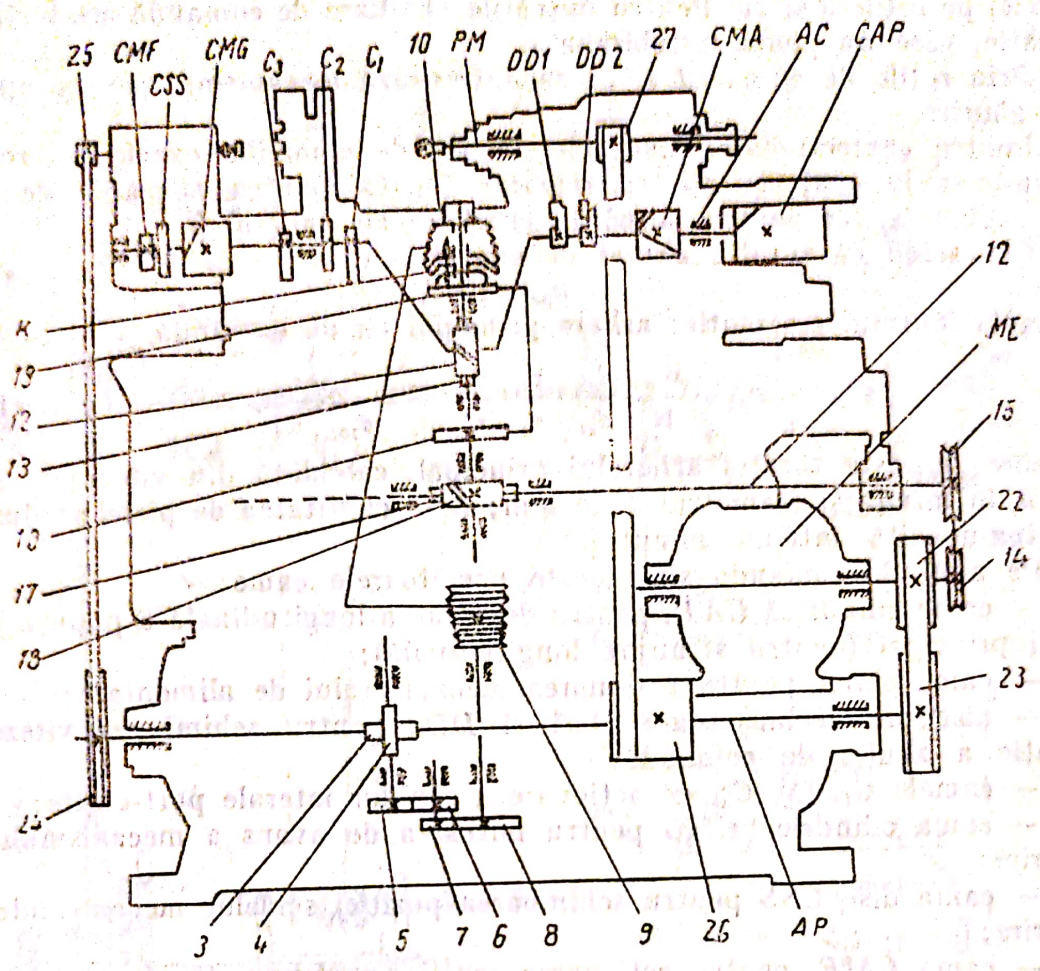


Fig. 10.46

Un exemplu tipic pentru strungurile automate monoax din grupa a *II*-a este strungul automat tip *Bechler A* şi *B* (fabricaţie elveţiană). Schema cinematică a acestui automat este reprezentată în figura 10.46.

Antrenarea axului de comandă *AC* se face de la arborele principal *AP* pentru:

— vitezele de lucru (strunjire, găurire etc., deci pentru realizarea vitezelor de avans) prin perechea de roţi cu dantură în spirală *3* şi *4*, roţile dinţate de schimb *5*, *6*, *7*, *8*, roţile de curea *10* şi *9*, cuplajul *K*, melcul şi roata melcată *12* şi *13*;

— pentru viteza mişcărilor auxiliare (alimentare cu material, readucerea suporţilor port-scule, readucerea păpuşii axului principal etc.) prin roţile de curea *14*, *15*, melcul şi roata melcată *16*, *17*, roţile de transmisie cu lanţ, cuplajul *K*, melcul şi roata melcată *12* şi *13*.

Cuplarea cuplajului *K* cu roata de curea *10* sau cu roata dinţată *19* a transmisiei cu lanţ, se efectuează în mod automat de către discurile declanşatoare *20* şi *21* pe axul de comandă *AC*.

Turaţiile necesare arborelui principal se pot alege prin schimbarea roţilor de curea *22* şi *23*, iar ale axului de comandă (pentru vitezele de lucru) prin schimbarea roţilor dinţate de schimb *5*, *6*, *7* şi *8* şi schimbînd poziţia

Scanned with OKEN Scanner

curelei pe roţile *9* şi *10*. Pentru mişcările auxiliare de comandă are o singură turaţie, care nu poate fi schimbată.

Prin roţile de curea *24* şi *25* se antrenează mecanismul pentru operaţii de găurire.

Pentru confecţionarea unei piese, axul de comandă execută o rotaţie, rotindu-se în conformitate cu reglarea făcută, pentru mişcările de lucru cu unghiul α, iar pentru mişcările auxiliare cu unghiul β.

Cunoscînd că turaţia axului de comandă este:

$$n_{ac}=1\ rot,$$

formula lanţului cinematic: arbore principal ax de comandă, va fi:

$$n_{ac}=\frac{n_{ap}}{N}\cdot\frac{d_{26}}{d_{27}}\cdot\frac{z_3}{z_4}\cdot\frac{z_5}{z_6}\cdot\frac{z_7}{z_8}\cdot\frac{d_9}{d_{10}}\cdot\frac{z_{12}}{z_{13}}, \qquad (10.38)$$

în care: n_{ap} este turaţia arborelui principal, calculată din viteza de aşchiere v, în m/min şi diametrul d, în mm; N — cantitatea de piese produsă de maşina-unealtă într-un minut.

Pe axul de comandă sînt fixate următoarele came:

— cama cilindrică *CAP*, pentru deplasarea longitudinală a păpuşii arborelui principal (pentru strunjire longitudinală);

— cama *CMA* pentru acţionarea mecanismului de alimentare;

— discurile declanşatoare *DD*1 şi *DD*2 pentru schimbarea vitezei de rotaţie a axului de comandă;

— camele C_1, C_2, C_3, de acţionare a săniilor laterale port-cuţite;

— cama cilindrică *CMG* pentru mişcarea de avans a mecanismului de găurire:

— cama disc *CSS* pentru schimbarea poziţiei sculelor mecanismului de găurire;

— cama *CMF*, pentru acţionarea sculei de filetare din mecanismul de găurire.

În figura 10.47 este reprezentată schema cinematică a strungului automat tip 1136, de construcţie sovietică, ca un exemplu tipic pentru un automat monoax din grupa a *III*-a. Aceeaşi schemă cinematică au strungurile automate „Index", „Skoda", precum şi strungurile automate de construcţie românească „SARO" (fig. 10.44).

Aceste automate au ca organe de comandă un ax de comandă principal *ACP*, şi un ax auxiliar *ACS*. Axul auxiliar este antrenat de motorul automatului prin roţile dinţate *13*, *12*, *15*, *16*, discurile de curea d_1 şi d_2 şi se roteşte cu viteză constantă în timpul desfăşurării ciclului de lucru. Axul de comandă principal este legat de axul auxiliar prin roţile dinţate de schimb *e*, *d*, *c*, *f*.

Axul de comandă principal poartă următoarele organe:

— discul de declanşare *DD*1, care acţionează manşoanele de cuplaj *MC*1 şi *MC*2 de pe axul auxiliar;

— camele *CAS*, pentru acţionarea celor trei sănii laterale port-cuţite;

— discul de declanşare *DD*2, pentru acţionarea manşonului de cuplaj *MC*3;

— cama *CLR*, pentru deplasarea longitudinală a saniei capului revolver.

Axul auxiliar poartă următoarele organe:

— manşonul de cuplaj al camei cilindrice *MC*1, pentru acţionarea cuplajului *K*2, în vederea schimbării sensului de rotaţie a axului principal;

Scanned with OKEN Scanner

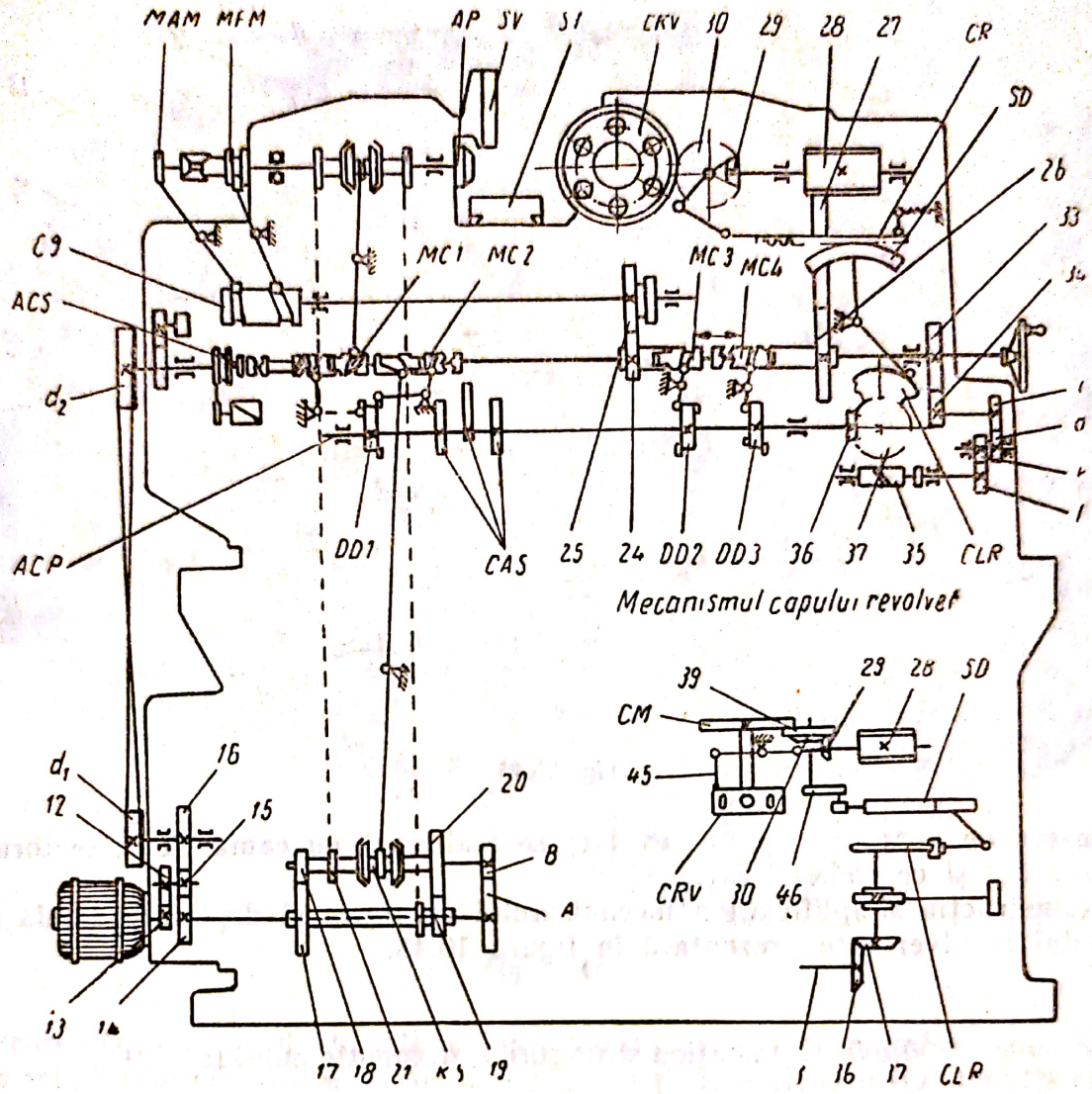


Fig. 10.47

— manşonul de cuplaj al camei cilindrice *MC*2, pentru acţionarea cuplajului *K*5, în vederea schimbării turaţiei arborelui principal;

— manşonul de cuplaj *MC*3, pentru acţionarea camei cilindrice *C*9, organ de comandă a dispozitivului de alimentare şi fixare a materialului *MAM*, *MFM*;

— manşonul de cuplaj *MC*4, pentru antrenarea mecanismului de rotire a capului revolver.

Adaptarea vitezei de rotaţie a arborelui principal se face cu ajutorul roţilor de schimb *A* şi *B*, după poziţia cuplajului *K*5 şi *K*2.

Rotirea capului revolver *CR* se efectuează acţionînd discul de declanşare *DD*3 asupra cuplajului *MC*4, pe axul care cuplează roata dinţată *26* cu axul auxiliar. Mişcarea se transmite prin roţile *27*, *28*, *29*, 30 crucii de Malta *CM*, care în modul cunoscut realizează rotirea capului revolver.

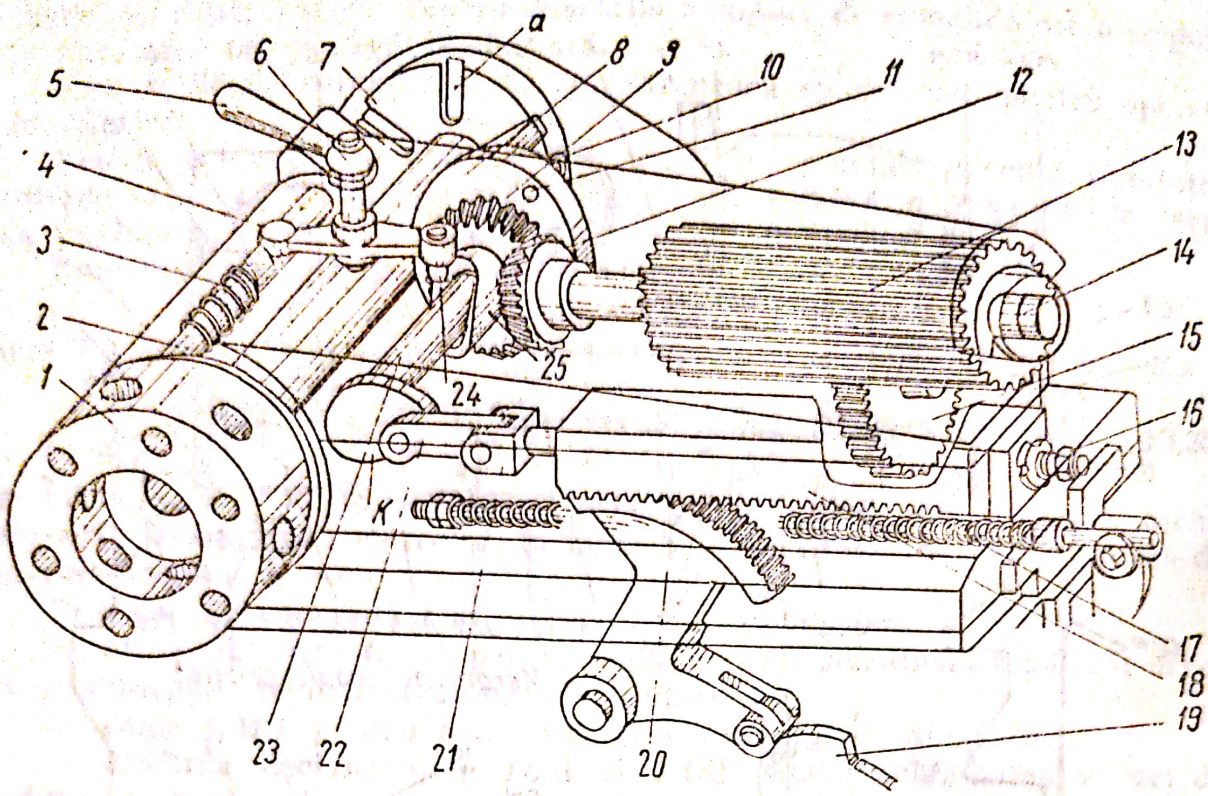


Fig. 10.48

Mişcarea de avans a capului revolver se realizează cu cama *CLR*, sectorul dinţat *SD* şi cremaliera *CR*.

Construcţia simplificată a mecanismului de rotire şi deplasare axială a capului revolver este prezentată în figura 10.48.

10.5.5. Cinematica strungurilor automate multiax

Strungurile automate multiax se încadrează, în majoritatea cazurilor, în grupele *II* şi *III* de automate. Ele au în multe cazuri mai multe axe de comandă şi axe auxiliare şi chiar organe de comandă independente.

Prelucrarea pe strungurile automate multiax se face după două principii:

— cu prelucrare succesivă;
— cu prelucrare în paralel.

a) Strungurile automate multiax care lucrează după principiul prelucrării succesive se mai numesc şi strunguri automate multiax de tip revolver (fig. 10.49).

Schema cinematică a unui strung cu prelucrare succesivă este prezentată în figura 10.50.

Cei şase arbori de lucru (arbori principali) sînt montaţi în tamburul port-arbori. Prin centrul tamburului port-arbori trece arborele principal de antrenare *AP*, care, prin roata dinţată principală *1*, imprimă mişcarea de rotaţie roţilor dinţate ale arborilor de lucru, aşezaţi radial în jurul roţii dinţate principale. Arborele *AP* primeşte mişcarea de la motorul electric prin roţile

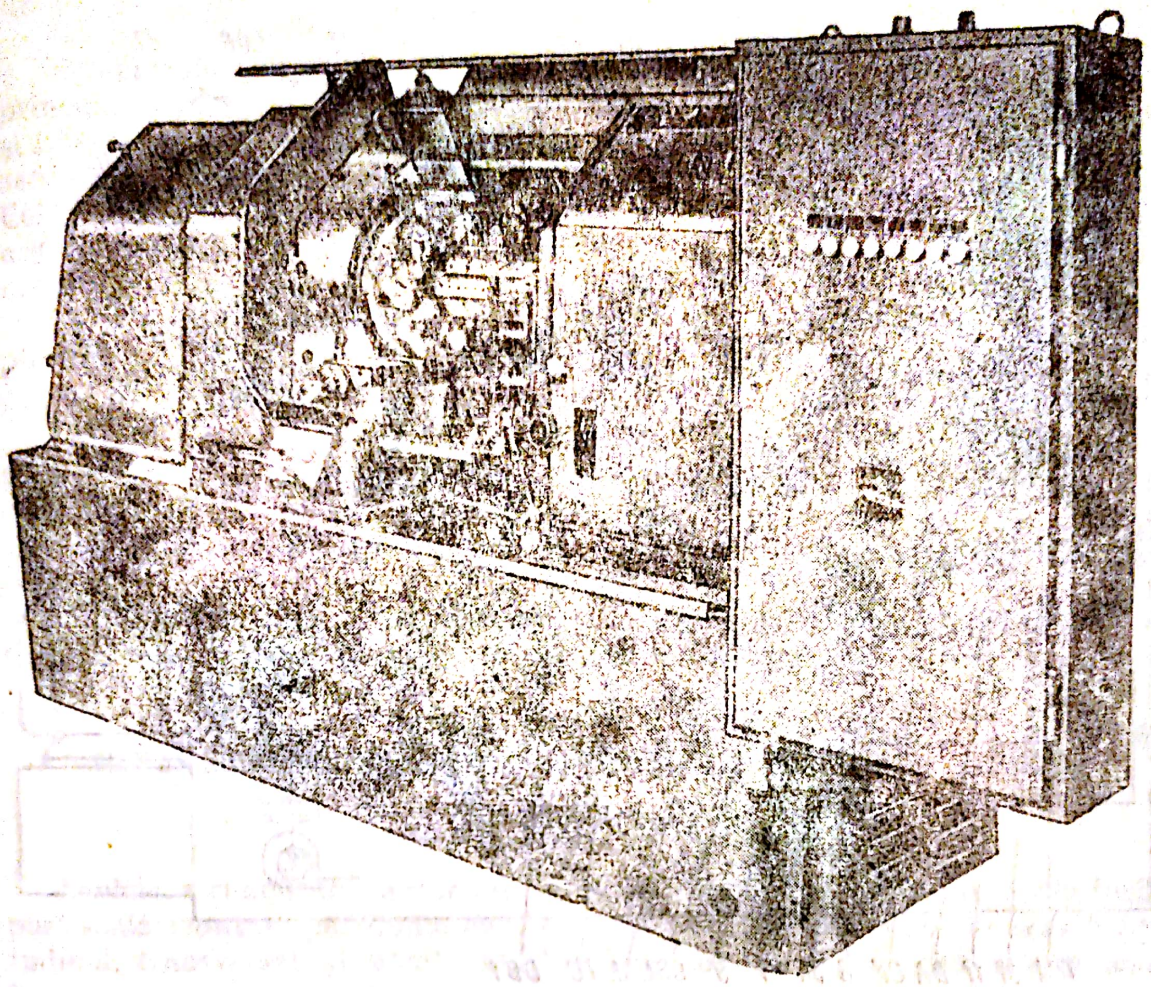


Fig. 10.49

de curea D_1, D_3 și roțile dințate de schimb *a* și *b*. Axul de comandă se compune din mai multe ramuri. Mișcările de comandă și de acționare sînt cu atît mai precise, cu cît transmiterea mișcărilor se efectuează cu pîrghii mai scurte și cu articulații mai puține. Din acest motiv se subîmparte axul de comandă și camele respective și se așază în imediata apropiere a organelor acționate. Axul de comandă $AC3$ primește mișcarea de lucru de la axul AP prin angrenajul cu melc *23* și *24*, roțile de schimb *c* și *d*, cuplajul cu mers liber k_3, cuplajul k_1 și angrenajul cu melc *5* și *6*. Ramura $AC4$ este legată de ramura $AC3$ printr-o transmisie cu lanț, iar ramura $AC5$ prin roțile dințate *7* și *8*. Mișcarea accelerată pentru mersul în gol a axului de comandă se transmite de la motorul electric prin roata de curea D_2, cuplajul k_2, angrenajul conic *3*, *4*, cuplajul de mers liber k_3 și angrenajul cu melc *5* și *6*.

Strungul are *4* sănii laterale *SL* și un bloc-revolver central, pentru operațiile de strunjire transversală și longitudinală.

Ramura $AC3$, a axului de comandă, acționează prin came și comandă prin discurile de declanșare următoarele organe:

— discul de declanșare $DD1$ comandă cuplajul k_1 pentru pornirea și oprirea sistemului de comandă;

— discul de declanșare $DD2$ comandă cuplajul k_2 pentru mersul în gol al axului de comandă;

Scanned with OKEN Scanner

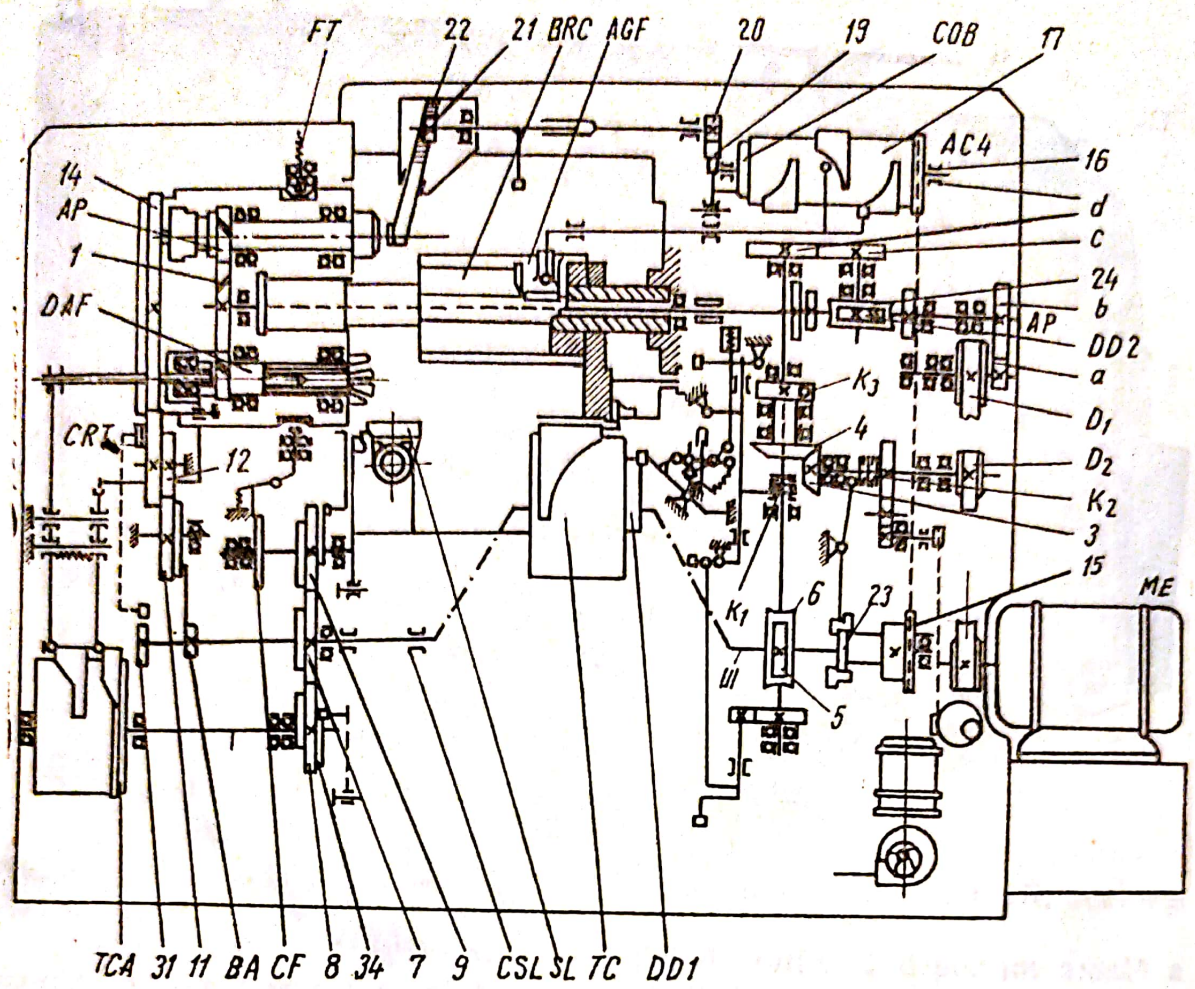


Fig. 10.50

— tamburul cu came *TC* deplasează blocul revolver *BRC*;

— brațul antrenor *BA*, al mecanismului cu cruce de Malta, prin roțile dințate *11*, *12*, *13*, *14*, rotește tamburul port-arbori în vederea schimbării poziției de lucru a arborilor principali;

— cama *CRT* acționează dispozitivul de ridicare a tamburului port-arbori, în timpul rotirii acestuia.

Ramura *AC4* prin:

— tamburul cu came *TC* dă mișcarea de avans aparatelor auxiliare (de găurire, filetare etc.) *AGF* ale blocului-revolver;

— cama *COB*, prin roțile *20*, *21* și cremaliera *CR*, deplasează în fața arborelui principal opritorul de bare (limitatorul).

Ramura *AC5* a axului de comandă prin:

— camele *CSL* acționează săniile laterale *SL*;

— tamburul cu came *TCA* comandă dispozitivul de alimentare și de fixare a barelor *DAF* în arborii de lucru *AP*;

— cama *CF* comandă fixatoarele *FT* ale tamburului port-arbori.

b) Strungurile automate multiaxe cu prelucrare în paralel se deosebesc de cele cu prelucrarea succesivă prin aceea că, în dreptul fiecărui arbore principal există același grup de scule montate în sănii longitudinale și transversale, scule care prelucrează complet piesa la un ciclu. În acest caz, în timpul unui ciclu se prelucrează *z* piese.

Scanned with OKEN Scanner

Strungurile care lucrează după acest principiu sînt de obicei strunguri de profilat şi retezat şi mai rar strunguri multicuţite, servind la prelucrarea pieselor relativ simple. Cel mai frecvent se utilizează soluţia cu arborii principali orizontali şi situaţi în acelaşi plan vertical.

În figura 10.51 este prezentat un exemplu de prelucrare la un astfel de strung cu patru arbori principali.

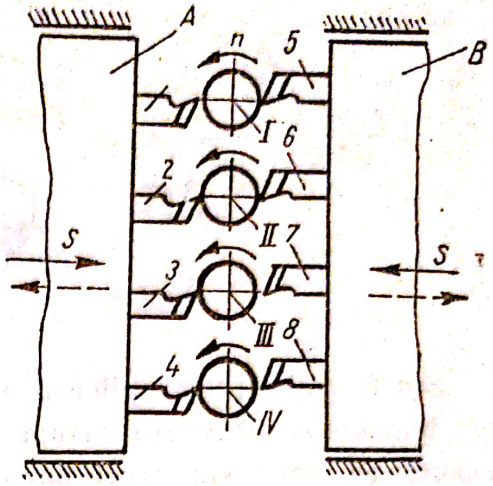


Fig. 10.51

La toţi arborii se execută aceleaşi faze şi anume strunjirea profilată cu ajutorul cuţitelor *1* ... *4* montate în căcuciorul *A* şi apoi retezarea cu ajutorul cuţitelor *5* ... *8* montate în sania *B*.

Unele variante de acest tip sînt prevăzute şi cu o sanie longitudinală, în care se montează scule pentru burghiere.

10.5.6. Săniile şi suporturile port-scule ale strungurilor automate şi semiautomate

Sculele strungurilor automate şi semiautomate se prind în suporturile port-scule montate pe săniile care execută mişcările de avans în sens longitudinal, transversal şi combinat. Afară de acestea se mai pot monta scule în diverse axe port-scule.

Construcţia săniilor port-scule determină în mare măsură productivitatea şi precizia de lucru a maşinii respective. Acest considerent poate fi respectat numai dacă se îndeplinesc unele condiţii constructive, şi anume:

— să fie rigide, aşa încît să nu se deformeze sau să se deplaseze sub acţiunea forţelor de aşchiere;
— să fie posibilă montarea uşoară a sculelor;
— să aibă posibilitatea reglării poziţiei sculei;
— să aibă dispozitive de delimitare precisă a cursei;
— organele în mişcare să aibă elemente de reglare a jocului;
— construcţia şi deplasarea lor să permită funcţionarea simultană a mai multor sănii;
— să fie uşor reglabile şi manevrabile.

În figura 10.52 sînt reprezentate schematic săniile port-scule laterale cele mai frecvente.

Poziţia *1* reprezintă sania port-sculă laterală (transversală) cu două posturi de lucru, cu care se lucrează alternativ. Mişcarea de avans se realizează cu ajutorul unui mecanism cu came.

Mult mai frecventă este construcţia din poziţia *2*, cu mişcare independentă a săniilor din faţă şi din spate, acţionarea săniilor făcîndu-se cu sector dinţat şi cremalieră. Acest sistem este mai productiv decît sistemul anterior, deoarece ambele sănii, avînd acţionare independentă, pot lucra simultan.

Scanned with OKEN Scanner

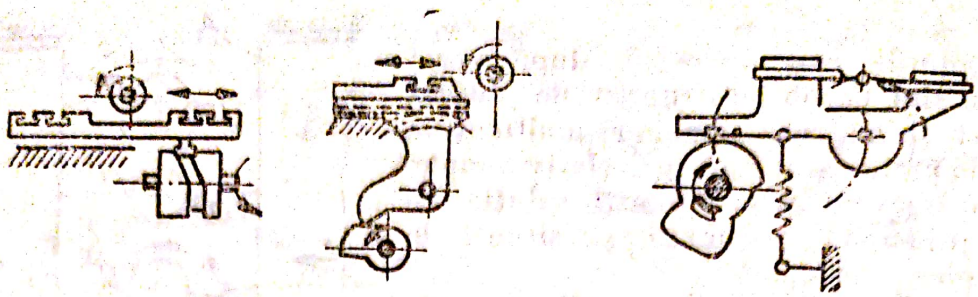


Fig. 10.52

Foarte frecvent se aplică la strungurile automate mici, pentru confecționat buloane și șuruburi scurte, sistemul de sanie din poziția *3*. Sania este prevăzută cu două suporturi port-scule. Apropierea și îndepărtarea de piesă se face prin pivotarea saniei. Sistemul este extrem de simplu, are însă dezavantajul că, cu cuțitele din față și spate nu se poate lucra simultan.

Săniile axiale (fig. 10.53) sînt prevăzute cu 3—4—6—8 suporturi port-scule și corespund la unele tipuri cu capetele revolver. Sania din poziția *1* poartă un cap revolver hexagonal, cu ax vertical, cunoscut la strungurile revolver. Acest sistem se întrebuințează azi mai rar, deoarece capul-revolver ocupă un spațiu mare.

Sania din poziția *2* se întrebuințează foarte des la strungurile automate mici și mijlocii, ca tipul 1136, Index, Skoda, Tarex, SARO etc. Sania din poziția *3* este prevăzută cu un tambur port-sculă, un cilindru sau disc, care este rotit în vederea schimbării sculelor și deplasat longitudinal pentru executarea mișcărilor de avans.

Sania din poziția *4* este compusă dintr-un bloc cu secțiunea pătrată, iar pe fiecare suprafață a blocului se deplasează în sens longitudinal suporturile port-scule. Fiecare suport port-scule are mișcare independentă, din care cauză alegerea celor mai potrivite viteze de avans este ușor realizabilă.

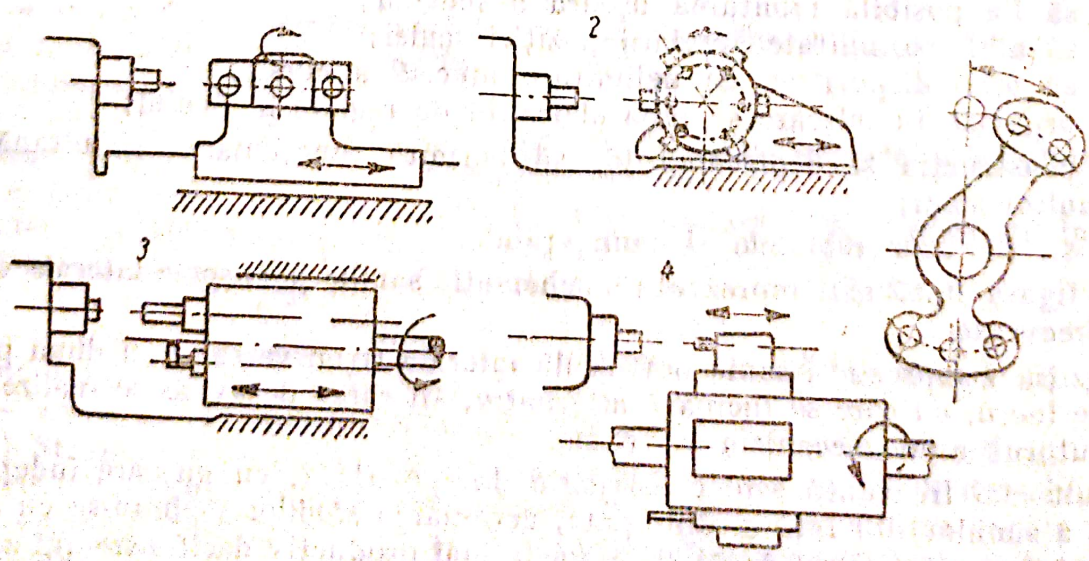


Fig. 10.53

Scanned with OKEN Scanner

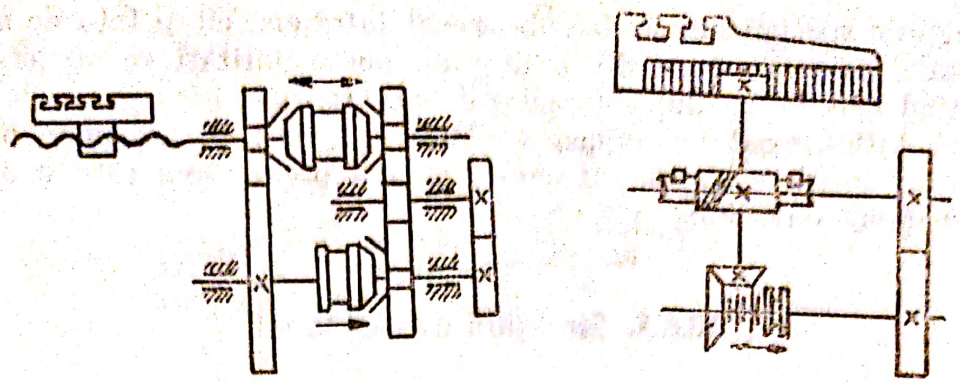


Fig. 10.54

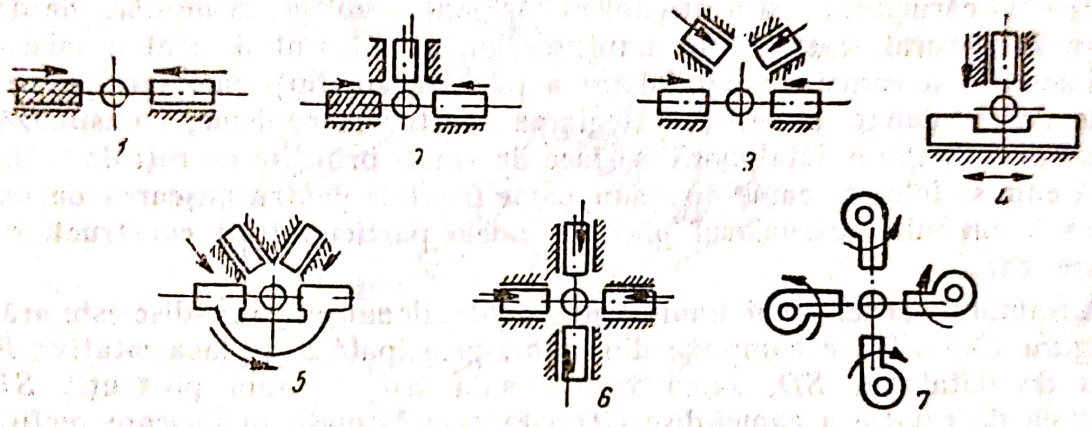


Fig. 10.55

Dispozitivul din poziția *5* poate fi calificat mai greu ca sanie port-scule, însă este un dispozitiv central prevăzut cu 2—3 axe port-scule. Axele pot fi rotative sau fixe: cu ele se execută operații de centruire, găurire, alezare, filetare.

La săniile laterale, mișcările de avans, pe lîngă folosirea mecanismelor cu came, prezentate în figura 10.52 se pot realiza și cu sisteme cu roți dințate, cum se vede în figura 10.54.

Săniile laterale, indiferent de construcția lor, pot fi aranjate în jurul axului principal în poziția orizontală, verticală, înclinată, combinată (fig. 10.55).

10.6. Strunguri specializate

În afara strungurilor studiate anterior, practic se întîlnesc și alte tipuri de strunguri speciale, destinate efectuării anumitor operații, cum ar fi: detalonarea, copierea etc., respectiv prelucrării anumitor produse ca: arbori cotiți, arbori cu came, roți pentru material rulant, lingouri poligonale etc.

Scanned with OKEN Scanner

Strungurile specializate se deosebesc atît între ele, cît și față de strungurile normale, printr-o mare diversitate de particularități constructive, fiecare purtînd denumirea după caracterul operației specifice pentru care sînt construite. Astfel, există strunguri de detalonat, de copiat, pentru prelucrarea arborilor cotiți, arborilor cu came, pentru prelucrarea roților montate, lingourilor poligonale etc.

10.6.1. Strunguri de detalonat

Construcția generală a strungurilor de detalonat este asemănătoare aceleia a strungurilor normale și cuprinde ca ansambluri principale: patul, păpușa fixă și căruciorul.

Particularitățile constructive ale strungului de detalonat constau în construcția căruciorului și a mecanismelor pentru obținerea mișcării de detalonare în general și existența unui mecanism diferențial pentru mișcarea suplimentară a camei de detalonare a pieselor cu dinți înclinați pe strungurile de detalonat universale. Reglarea acestor mecanisme, corespunzător formei piesei supuse detalonării, se face de obicei prin lire cu roți de schimb. După cum se folosesc came-disc sau came frontale pentru mișcarea de detalonare a cuțitului, căruciorul prezintă unele particularități constructive în fiecare caz.

Ansamblul căruciorului unui strung de detalonat cu came-disc este arătat în figura 10.56. El se compune din: sania principală SP, placa rotativă PR, sania de detalonat SD, sania transversală ST și sania portcuțit SPC. Mișcarea de rotație a camei-disc CD este transformată în mișcare rectilinie a saniei de detalonat prin intermediul opritorului OP al acesteia, în contact permanent cu cama. Cama primește mișcarea de rotație de la axul de detalonat AD prin roțile dințate conice RDC. Axul camei, plasat concentric cu fusul plăcii rotative, permite detalonarea radială, axială și oblică. Readucerea saniei de detalonat în poziția inițială, după detalonarea unui dinte al piesei, se asigură prin resortul reglabil RR.

Principiul cinematic al unui strung de detalonat care permite executarea lucrărilor de detalonare la toate tipurile de scule (detalonarea fără avans, detalonarea cu avans și detalonarea pe elice), rezultă din figura 10.57 unde s-a reprezentat numai partea din schema cinematică care asigură mișcarea de detalonare.

Mișcarea de rotație a camei C se obține de la arborele principal prin cutia de viteze, cu raportul i_{cv}, lira roților de schimb x_2, mecanismul diferențial, angrenajul z_6, z_7 și angrenajul conic z_8, z_9. Mișcarea suplimentară necesară la detalonarea dinților înclinați se preia de la șurubul conducător, în cazul detalonării frezelor-modul, sau de la bara de avansuri (care nu este prezentată în schemă), în cazul detalonării cu avans longitudinal a frezelor cilindrice cu dinți înclinați). Mărimea mișcării suplimentare, care se transmite la mecanismul diferențial, se reglează prin lira roților de schimb x_3.

Reglarea lanțului cinematic pentru detalonarea simplă fără avans se face scriind ecuația cinematică, care exprimă legătura dintre valorile mișcărilor organelor finale ale lanțului cinematic, dintre organul conducător și condus. Lanțul cinematic trebuie să satisfacă condiția ca la o rotație a arborelui

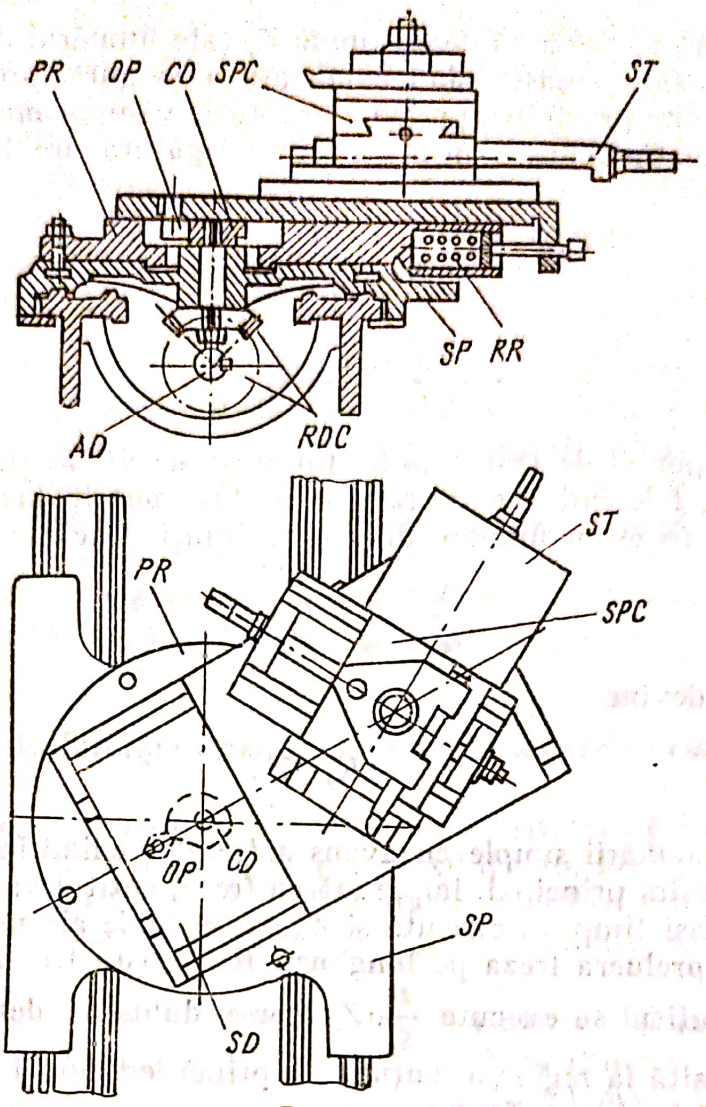


Fig. 10.56

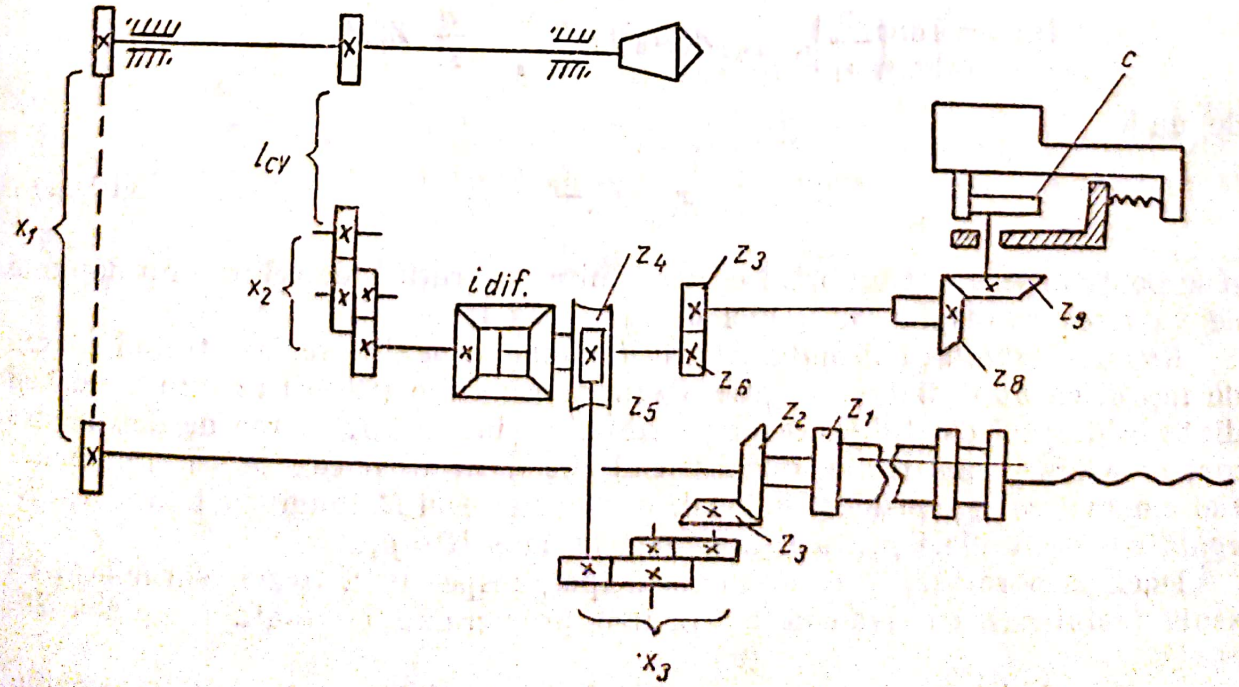


Fig. 10.57

Scanned with OKEN Scanner

principal, cama să se rotească de Z_p (unde Z_p este numărul de dinți ai frezei care se detalonează). Aceasta cînd cama are o singură proeminență. Cînd cama are mai multe proeminențe (n_p) la o rotație va imprima mai multe curse duble saniei. Ecuația care exprimă această legătură are forma:

$$1_{rot} \cdot ax \cdot pr \cdot i_{cv} \cdot x_2 \cdot i_{dif} \cdot \frac{z_6}{z_7} \cdot \frac{z_8}{z_9} = Z_p,$$

de unde

$$x_2 = \frac{Z_p}{i_{cv}} \cdot \frac{1}{i_{dif}} \cdot \frac{z_7}{z_6} \cdot \frac{z_9}{z_8}. \qquad (10.39)$$

De regulă raportul de transmitere din cutia de viteze (i_{cv}) are mai multe valori, astfel că folosind același raport de transmitere la roțile de schimb se pot detalona freze cu numere diferite de dinți. Dacă se scrie:

$$\frac{1}{i_{dif}} \cdot \frac{z_7}{z_6} \cdot \frac{z_9}{z_8} = K_1,$$

atunci ecuația devine:

$$x_2 = K_1 \cdot \frac{Z_p}{i_{cv}}. \qquad (10.40)$$

În cazul detalonării simple cu avans a frezelor cilindrice cu dinți drepți la o rotație a axului principal, împreună cu freza, cuțitul va înainta cu avansul S_1 și în același timp va executa și Z_p curse duble ale mișcării de detalonare. Pentru a prelucra freza pe lungimea B, aceasta trebuie să se rotească de $\frac{B}{S_1}$ ori, iar cuțitul să execute $\frac{B}{S_1} \cdot Z_p$ curse duble de detalonare. Ecuația cinematică, folosită la reglarea lanțului, exprimă legătură între valorile acestor două mișcări și are forma:

$$\left(\frac{B}{S_1}\right)_{rot\ ax\ pr} i_{cv} x_2 i_{dif} \frac{z_6}{z_5} \frac{z_8}{z_9} = \frac{B}{S_1} Z_p,$$

de unde

$$x_2 = K_1 \frac{Z_p}{i_{cv}}, \qquad (10.41)$$

și se poate observa că raportul de transmitere al roților de schimb nu depinde de valoarea avansului S_1 și nici de lungimea frezei B.

Reglarea lanțului cinematic pentru detalonarea pe elice se face ținînd seama de faptul că după fiecare rotație a semifabricatului (frezei) revenind același dinte în dreptul cuțitului acesta va trebui să înceapă mișcarea de detalonare mai repede sau mai tîrziu, după sensul elicei. În acest caz la scrierea ecuației cinematice se consideră în loc de lungimea frezei B, lungimea imaginară B' egală cu pasul elicei p_e, deci lungimea la care $B' = p_e$.

Dacă la o rotație a arborelui principal, respectiv a frezei, căruciorul cu scula înaintează cu avansul S_1, pentru prelucrarea pe toată lungimea B', freza va trebui să execute $\frac{B'}{S_1}$ rotații. Deoarece la fiecare rotație a semifa-

bricatului cuțitul execută Z_p curse duble de detalonare, în timpul celor $\frac{B'}{S_1}$ rotații va executa $\left(\frac{B'}{S_1}\right) Z_p \pm Z_p$ curse duble. Mișcarea suplimentară pentru rotirea semifabricatului se ia de la bara de avansuri și se însumează prin diferențial. Ecuația are forma:

$$\left[\left(\frac{B'}{S_1}\right)_{rot\ ax\ pr} i_{cv} x_2 i_{dif} \pm i_{ca} \frac{z_2}{z_3} x_3 \frac{z_5}{z_4} i_{dif}\right] \frac{z_6}{z_7} \frac{z_8}{z_9} = \frac{B'}{S_1} \cdot Z_p \pm Z_p. \qquad (10.42)$$

Numerele de dinți ale roților de schimb x_2 se calculează din condiția detalonării simple, iar din ecuația de mai sus se calculează numerele de dinți la roțile de schimb x_3, restul termenilor fiind cunoscuți.

Detalonarea pe elice se poate realiza cu o precizie mai restrînsă și fără ramură cu mecanism diferențial la lanțul cinematic de detalonare, dar în acest caz în relația de calcul a numerelor de dinți ai roților de schimb intră și valoarea avansului longitudinal (S_1). Înseamnă că în cazul schimbării avansului S_1 numerele de dinți ale roților de schimb trebuie recalculate.

10.6.2. Strunguri pentru prelucrarea arborilor cotiți

Prelucrarea arborilor cotiți se execută, la majoritatea operațiilor, pe mașini cu destinație specială atît datorită complexității formei și preciziei dimensiunilor necesare piesei finite, cît și datorită rigidității reduse a piesei de prelucrat, condiții ce impun acestui gen de mașini anumite caracteristici constructive speciale.

Din această cauză, mașinile de prelucrat arbori cotiți sînt construite în sensul eliminării sau reducerii la minimum a deformațiilor și vibrațiilor semifabricatului și în sensul realizării unei îndepărtări cît mai uniforme a adaosurilor de prelucrare.

În scopul obținerii unei productivități ridicate, strunjirea arborilor cotiți se face pe strunguri semiautomate, prelucrîndu-se simultan două, trei sau mai multe fusuri-paliere sau manetoane, strunjirea făcîndu-se cu mai multe cuțite deodată. Din această cauză, cît și pentru reducerea deformațiilor, piesa este antrenată de la ambele capete sau central, mașina avînd de asemenea o construcție deosebit de rigidă.

După modul de lucru al mașinilor de strunjit arbori cotiți, se disting mai multe tipuri de strunguri.

a. Strungul cu acționare bilaterală (fig. 10.58) are antrenarea piesei în mișcarea de rotație de ambele părți, cuțitele avînd o mișcare transversală de avans.

La aceste strunguri se prelucrează în special partea centrală a arborelui cotit.

b. Strungul cu acționare centrală (fig. 10.59), are antrenarea centrală a piesei în mișcarea de rotație, cuțitele avînd de asemenea o mișcare transversală de avans.

La aceste strunguri se prelucrează fusurile-paliere și manetoanele de margine sau ale capetelor arborelui cotit.

Scanned with OKEN Scanner

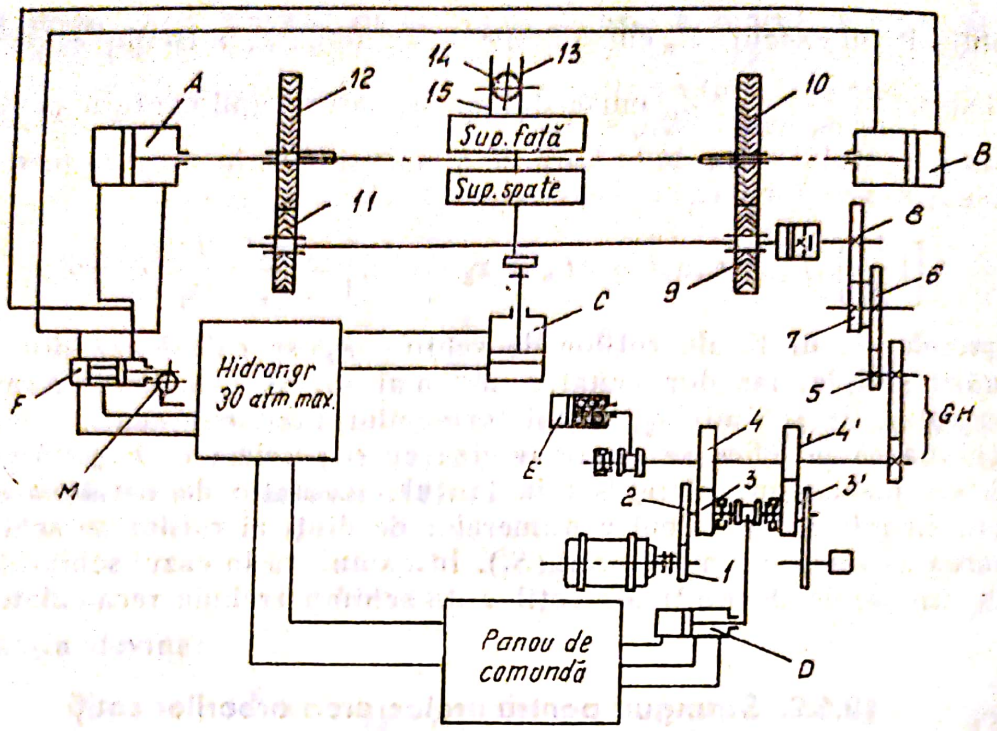


Fig. 10.58

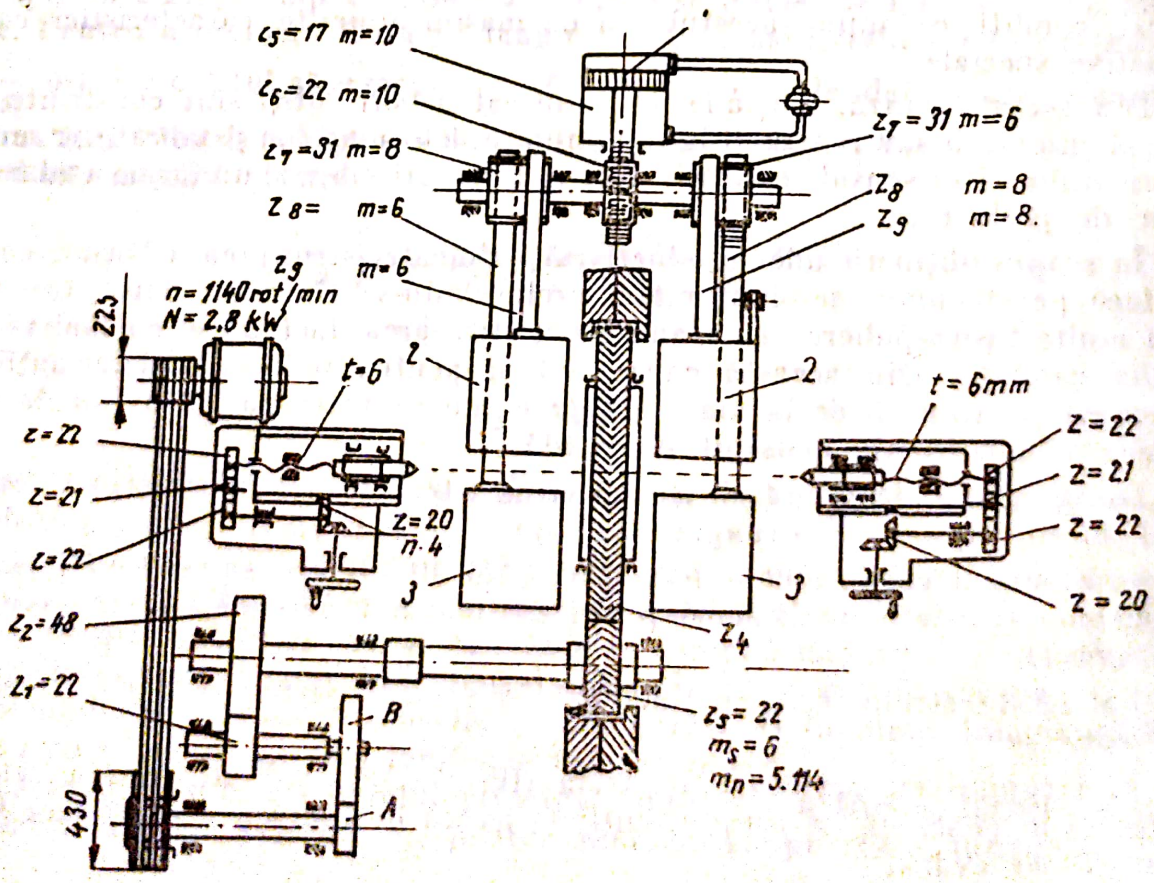


Fig. 10.59

Scanned with OKEN Scanner

c. Strungul cu cuțite rotitoare pentru strunjit arbori cotiți de dimensiuni mari (fig. 10.60) are piesa *P* fixată prin suporturile *S* de batiu, cuțitul *C* descriind o mișcare de rotație în jurul fusului-palier sau manetonului ce se prelucrează și o mișcare de avans transversal și de avans longitudinal. Acest principiu este folosit la strungurile destinate prelucrării arborilor de dimensiuni mari, strunjirea fusurilor-paliere și a manetoanelor făcîndu-se succesiv.

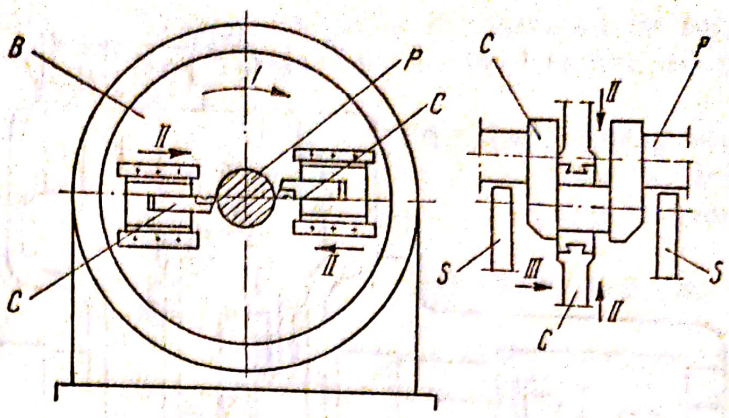


Fig. 10.60

În figura 10.61 este prezentată vederea generală a unei mașini de strunjit arbori cotiți cu cuțite rotitoare, iar în figura 10.62 schema cinematică de principiu a unei astfel de mașini. Cinematica acestor mașini se caracterizează prin antrenarea cuțitului în mișcarea de rotație și prin posibilitatea mișcării de avans transversal a cuțitului, piesa fiind fixată prin suporturi de batiu.

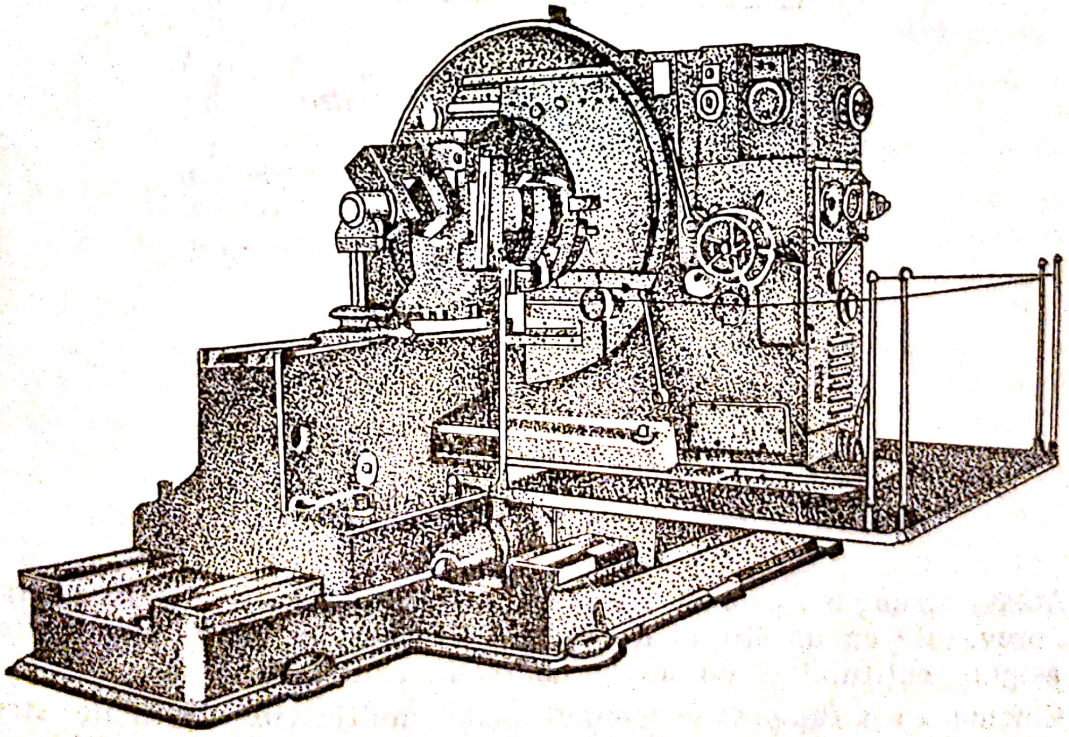
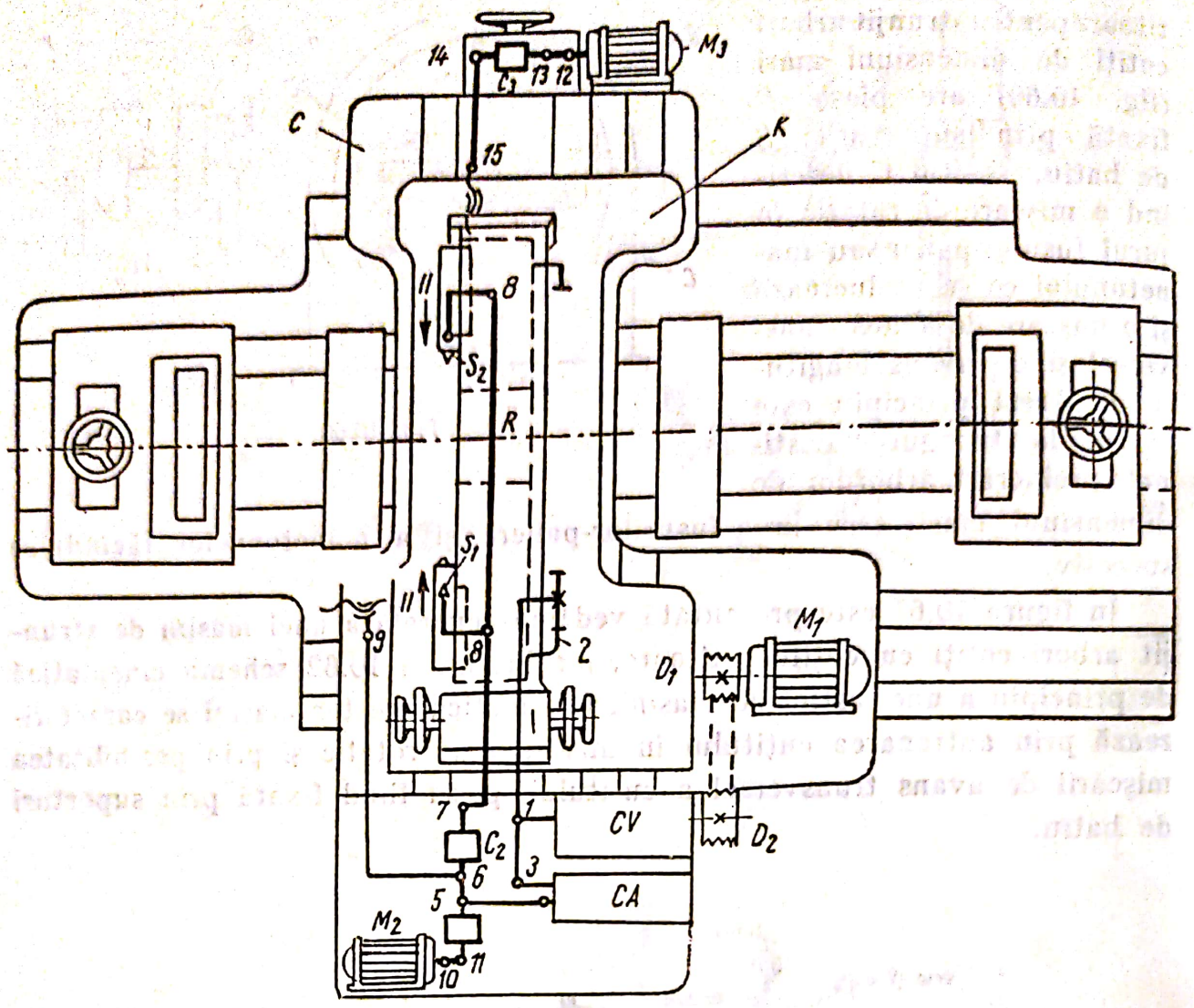


Fig. 10.61

Scanned with OKEN Scanner



$M_1 \frac{D_1}{D_2} - U_{CV}$ — U_{1-2} — Rotația platoului cu port-cuțitele

$U_{1-3} - U_{CA} - U_{4-5} - U_{5-6}$ — $C_2 - U_{7-8}$ — Avansul tranversat al port-cuțitelor

$M_2 - U_{10-11} - C_1$ — U_{6-9} — Mișcarea longitudinală a căruciorului

$M_3 - U_{12-13} - C_3 - U_{14-15}$ — Mișcarea transversală a săniei pe cărucior

Fig. 10.62

10.6.3. Strunguri pentru prelucrarea arborilor cu came

Aceste strunguri, care sînt în fond strunguri semiautomate multicuţite, sînt prevăzute cu un sistem de copiere a profilului camei, acesta trebuind să asigure cuţitului şi un unghi de tăiere constant.

Cinematica strungurilor semiautomate multicuţite destinate strunjirii arborilor cu came se caracterizează prin funcţionarea după un ciclu automat închis, care se termină odată cu executarea tuturor operaţiilor de strunjire

pentru care a fost reglată mașina. Antrenarea piesei în mișcarea de rotație se poate face fie de la ambele capete, fie central ca în cazul strungurilor de prelucrat arbori cotiți.

În figura 10.63 este prezentată schema cinematică a unui strung multicuțite pentru prelucrarea camelor, lucrînd pe principiul cuțitelor oscilante. Mașina se caracterizează prin funcționarea după un ciclu automat, comandat de came cilindrice sau plane.

Variația turației și avansului se realizează prin roți de schimb, mașina avînd posibilitatea să antreneze piesa bilateral.

Mișcarea de rotație a piesei se transmite de la motorul principal M_1 la axele principale *III* și *V* prin roțile de schimb pentru turații A_1, B_1, angrenajul *1*, *2*, la axul *III* și prin angrenajele *3*, *4*, *5* la axul transversal *IV* și angrenajele *29*, *30*, *31* la axul *V*.

Mișcarea longitudinală de avans este realizată din mișcarea de rotație primită de la pinionul *4*, care este transmisă prin roțile de schimb pentru avansuri A_2, B_2, angrenajele *6*, *7*, *8*, *9* și angrenajul melc-roată melcată *10*, *11* la cama cilindrică de avans K_1. În canalul camei cilindrice K_1 glisează o rolă solidară cu o tijă cu cremalieră *TC*, care prin pinionul *13* rotește axul *X* ce transmite prin pinionul *14* mișcarea la cremaliera *15* solidară cu tirantul T_1. Aceasta deplasează sania *S* în mișcarea de avans longitudinal.

Pentru executarea automată a două treceri (eboșare și finisare) de la cama cilindrică de avans K_1, mișcarea de rotație se transmite prin cuplajul *16*, *17* la axul *XI*, pe capătul căruia este fixată o camă plană de avans K_2. Această camă este prevăzută cu un canal în care glisează o rolă solidară cu tirantul T_2 ce deplasează după executarea eboșării sania *S* înspre piesă.

Mișcarea transversală de înaintare și retragere a cuțitului se realizează la fiecare suport port-cuțit în parte și este dictată de mișcarea de rotație a axului cu came-șablon *ACS* (fig. 10.64). Arborele cu came-șablon primește mișcarea prin angrenajul *22*, *23*, *24*, *25* de la axul principal *III*, în raportul 1 : 1.

Mișcarea de oscilație a cuțitului este dată de rotația axuîui cu discuri de copiere *ADC* (fig. 10.64), care prin intermediul unor pîrghii *P*1 și *P*2, imprimă port-cuțitului o mișcare de oscilație în jurul axei proprii *APC*.

Deplasarea rapidă a saniei, de readucere a cuțitelor în poziția inițială, se obține de la un motor suplimentar M_2 care imprimă printr-un cuplaj unilateral *CU*, o mișcare rapidă întregului lanț cinematic de avans.

Ciclul de lucru automat al mașinii este asigurat printr-un dispozitiv de comandă cu came și întrerupătoare D_C, care comandă pornirile și opririle celor două motoare M_1 și M_2 și prin acestea ciclul de lucru al mașinii.

10.6.4. Strunguri de copiat

Prelucrarea axelor cilindrice cu trepte și praguri, a pieselor cu suprafețe conice și a pieselor fasonate a impus construirea de strunguri de copiat, care lucrează, în general, cu viteze mari de așchiere la adîncimi de așchiere mari și cu cuțite armate cu plăcuțe de metal dur și, mai nou, cu plăcuțe mineraloceramice. Un astfel de strung este strungul de copiat *Georg Fischer* (Schaffhausen, Elveția), model KDM 18 a cărui schemă cinematică este prezentată în figura 10.65.

Scanned with OKEN Scanner

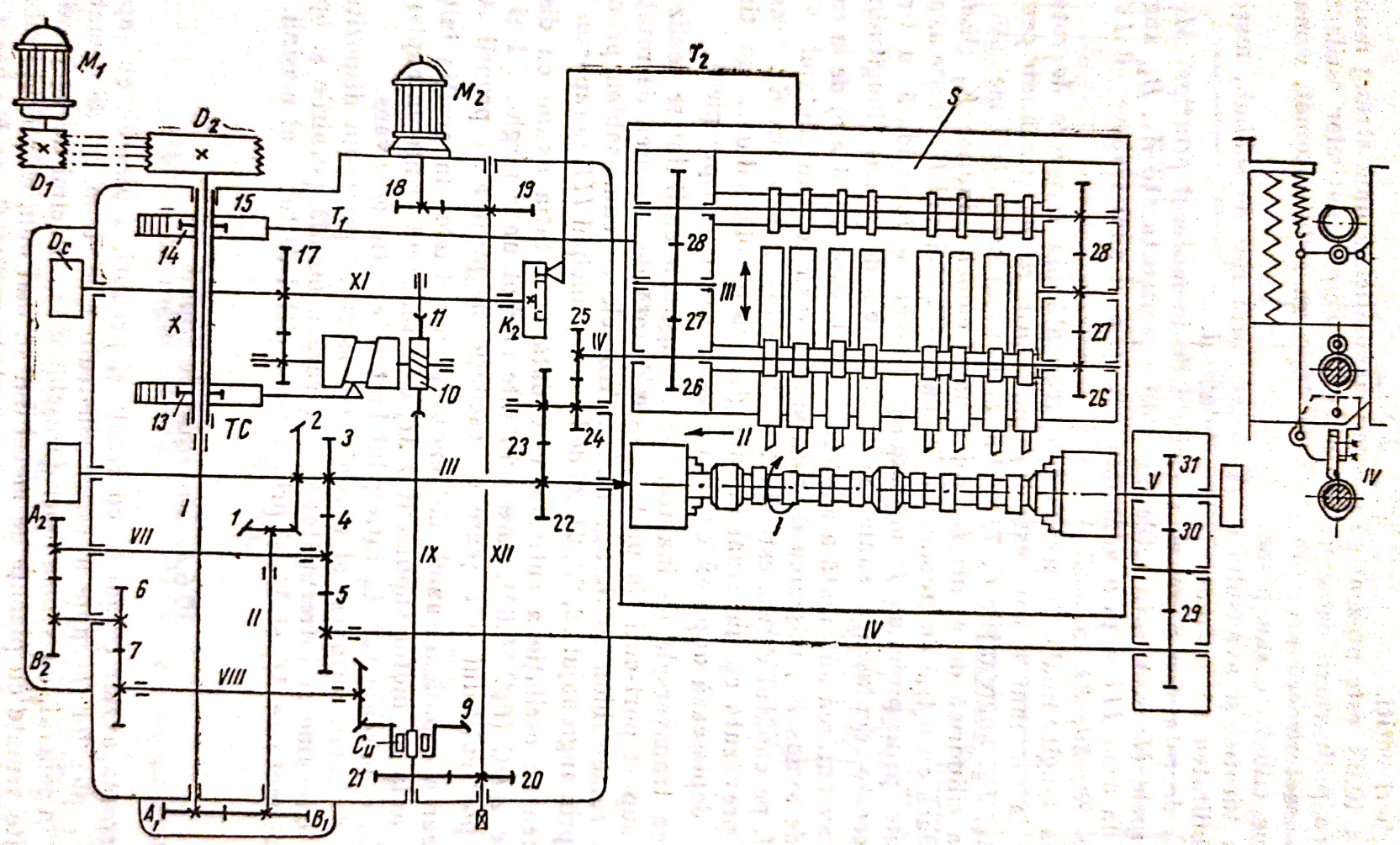

M1
D1
D2
M2
T2
S
Dc
15
14
T1
18
19
17
XI
11
K2
25
IV
28
27
26
III
X
10
13
TC
2
3
23
24
II
I
1
4
22
A2
VII
IX
XII
6
5
II
7
B2
VIII
9
Cu
21
20
A1
B1
V
31
30
29
IV

Fig. 10.63

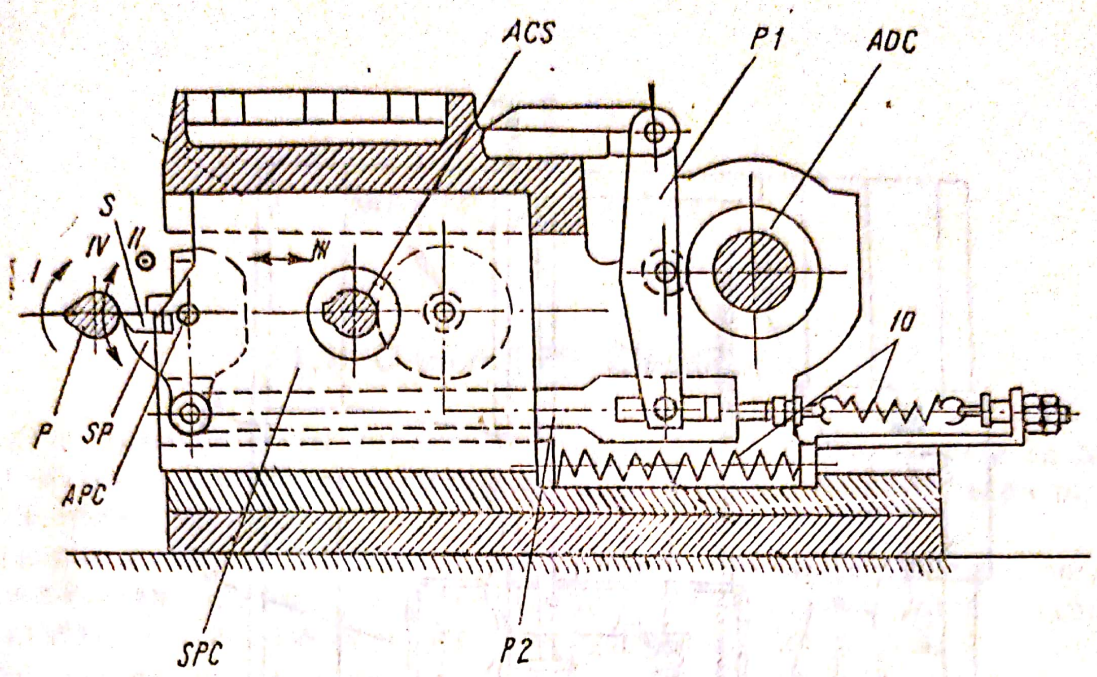


Fig. 10.64

Schema cinematică a acestui strung, așa cum se poate vedea în figură, este destul de simplă. Motorul principal ME antrenează arborele principal AP prin intermediul ambreiajului K, al frînei F și al cutiei de viteze cu roți baladoare CV. Mișcarea de avans longitudinal a suportului de copiat se obține de la axul principal AP, care antrenează prin curele axul BA, acesta transmițînd mai departe mișcarea prin intermediul cutiei de avans CA și al mecanismului inversor MI din suport, la cremalira de avans. Deplasarea rapidă a suportului se obține tot de la axul principal AP, însă prin axul AR care transmite mișcarea la cremaliera de avans numai prin mecanismul inversor MI, fără a mai trece prin cutia de avansuri. Avansul de lucru și deplasarea rapidă sînt posibile în ambele sensuri. Suportul are în partea inferioară *a* bazinul de ulei și pompa P, antrenată de axul AR, care debitează uleiul necesar pentru dispozitivul de copiat DC. Dispozitivul de copiat este așezat înclinat cu 60° față de axa de strunjire și este comandat prin palpatorul PP.

Păpușa mobilă PM are pinola cu deplasare mecanică în ambele sensuri, acționată de motorul electric ME_2. Maneta M servește la stabilirea sensului deplasării, iar punerea în funcțiune a motorului electric ME_2 se face cu pedala PD pentru ca muncitorul să aibă ambele mîini libere atunci cînd așază sau scoate piesa din universal sau dintre vîrfurile strungului.

Șablonul $Ş$ sau piesa-model, după care se face copierea, se așază între suporturile mobile SP, așezate în partea din față a strungului.

La terminarea avansului de lucru suportul se îndepărtează automat de piesă și se întoarce în mers rapid în poziție inițială, drumul acestei faze a ciclului de lucru fiind indicat în schemă printr-o săgeată.

Scanned with OKEN Scanner

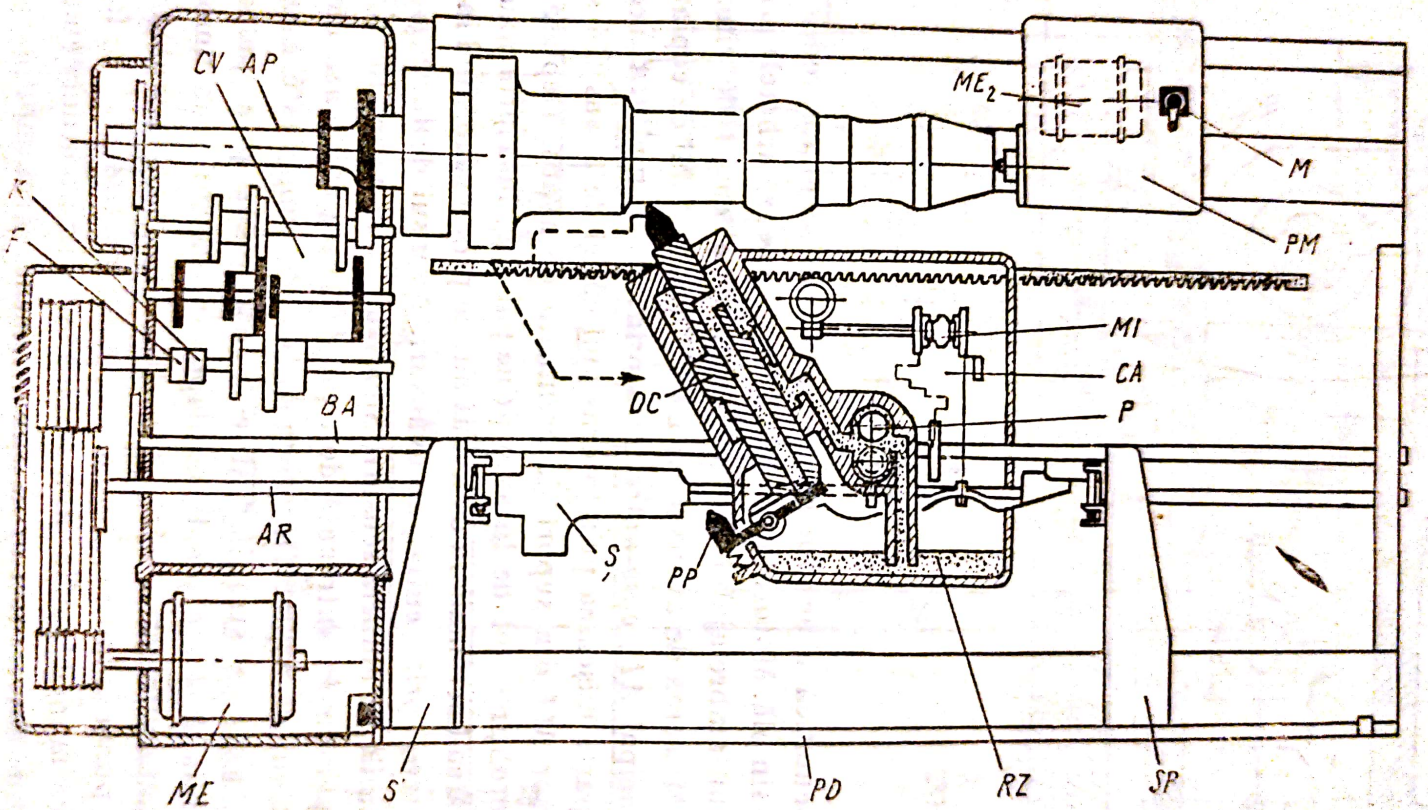


Fig. 10.65

11

MAȘINI DE FREZAT

11.1. Generalități. Clasificare

Printre mașinile-unelte produse în serie în țara noastră, cu care au fost înzestrate toate fabricile și uzinele din țară, un loc de seamă îl ocupă mașinile de frezat.

Mașinile de frezat sînt folosite la prelucrarea suprafețelor plane și curbe. Productivitatea ridicată, cît și posibilitatea de a executa lucrări variate sînt cauzele care au dus la o largă răspîndire a acestor mașini.

Procesul de frezare se caracterizează prin prelucrarea cu ajutorul sculelor de frezat, care preiau o așchie întreruptă de grosime variabilă. Întreruperea așchiei atrage după sine variații mari ale efortului de așchiere, ceea ce necesită supradimensionarea anumitor piese, de unde rezultă o creștere a greutății mașinilor.

În procesul de frezare, așchierea se execută în succesiune de un număr mare de dinți ai sculei. Fiecare dinte participă periodic și pentru un timp scurt la frezare, din care cauză scula are o durabilitate mare și se realizează o productivitate ridicată.

Realizarea unei mari diversități de prelucrări pe aceste mașini rezultă din posibilitățile de combinare a mișcărilor principale și secundare executate de sculă și piesă în procesul de frezare, astfel:

a) scul a execută mișcarea principală, care este o mișcare de rotație;

b) piesă execută mișcarea secundară, care este o mișcare de translație după trei direcții și care, în unele cazuri, poate fi realizată parțial sau total, și de sculă. După traiectoria mișcării de avans, se pot obține suprafețe plane, de revoluție, elicoidale sau complexe.

Parametrul caracteristic principal al mașinilor de frezat este lățimea B a feței active a mesei mașinii. Al doilea parametru este lungimea L a suprafeței active a mesei mașinii și se obține funcție de parametrul principal B, prin respectarea condiției $L=(4 \dots 5)B$.

Restul parametrilor caracterizează domeniile de funcționare ale mașinii. Astfel, domeniul de reglare al turațiilor se obține prin determinarea turației minime n_{min} cu relația:

$$n_{min}=\frac{1\,000v_{min}}{\pi D_{max}}, \qquad (11.1)$$

unde v_{min} este viteza minimă de așchiere și se alege de regulă la valoarea 20 ... 25 m/min; D_{max} — diametrul maxim al sculei cu care poate lucra mașina, și care se determină în funcție de parametrul principal B din condiția: $D_{max}\cong 0{,}7B$.

Scanned with OKEN Scanner

Pentru determinarea turației maxime se folosește relația:

$$n_{max}=\frac{1\,000v_{max}}{\pi D_{min}}, \tag{11.2}$$

unde v_{max} — rezultă din condițiile tehnologice de exploatare a mașinii și sculei; D_{min} — diametrul minim al frezei și se determină funcție de D_{max} din condiția: $D_{min}\cong 0{,}1D_{max}$.

În scopul realizării unui anumit domeniu de reglare a avansurilor, în faza de proiectare în primul rînd se determină vitezele de avans limită. Deoarece la frezare viteza de avans se exprimă în milimetri pe minut, se folosește relația:

$$S=S_z z n, \tag{11.3}$$

unde S este viteza de avans, în mm/min; S_z — mărimea avansului pe un dinte al frezei, în mm; z — numărul de dinți ai frezei: n — turația frezei, în rot/min.

Valorile limită ale vitezei de avans, rezultă prin înlocuirea pentru S_z, z și n valorile numerice corespunzătoare, rezultate din condițiile concrete de exploatare ale mașinii.

Puterea motorului electric de antrenare a lanțului cinematic principal se determină cu relația:

$$N=\frac{tbs}{1\,000q_s\eta}, \text{ [kW]}, \tag{11.4}$$

unde t este adîncimea așchiei, care pentru o mașină mijlocie se ia între 6... 10 mm; b — lățimea așchiei care se poate determina din condiția de a fi aproximativ $0{,}6\,D_{max}$, sau $0{,}8B$; s — viteza de avans, în mm/min; q_s — volumul specific de așchie îndepărtat, în cm³/kW min (pentru oțeluri $q_s=10 \ldots 15$; pentru fonte $q_s=20 \ldots 25$; pentru metale ușoare $q_s=50 \ldots 80$); η — randamentul motorului electric ($\eta=0{,}8$).

Datorită diversității lucrărilor de frezare, a dimensiunilor și formelor pe care le prezintă piesele de prelucrat, a condițiilor de economicitate impuse, cum și datorită utilizării largi pe care o au în practică, mașinile de frezat se prezintă azi sub forma unei game mari de tipuri și dimensiuni.

După destinația și construcția lor mașinile de frezat se clasifică în următoarele grupe:

- mașini de frezat cu consolă (orizontale, verticale, universale);
- mașini de frezat fără consolă (plan, portal);
- mașini de frezat specializate (de danturat, de filetat etc.);
- mașini de frezat speciale (cu tambur, carusel, agregate etc.);
- mașini de frezat prin copiere.

11.2. Mașini de frezat cu consolă

Mașinile de frezat cu consolă, după poziția arborelui principal, pot fi: orizontale și verticale, iar după posibilitățile tehnologice: normale și universale.

Mașinile de frezat cu consolă (fig. 11.1) formează o grupă unitară din punct de vedere cinematic și constructiv. De aceea, pentru simplificarea construc-

Scanned with OKEN Scanner

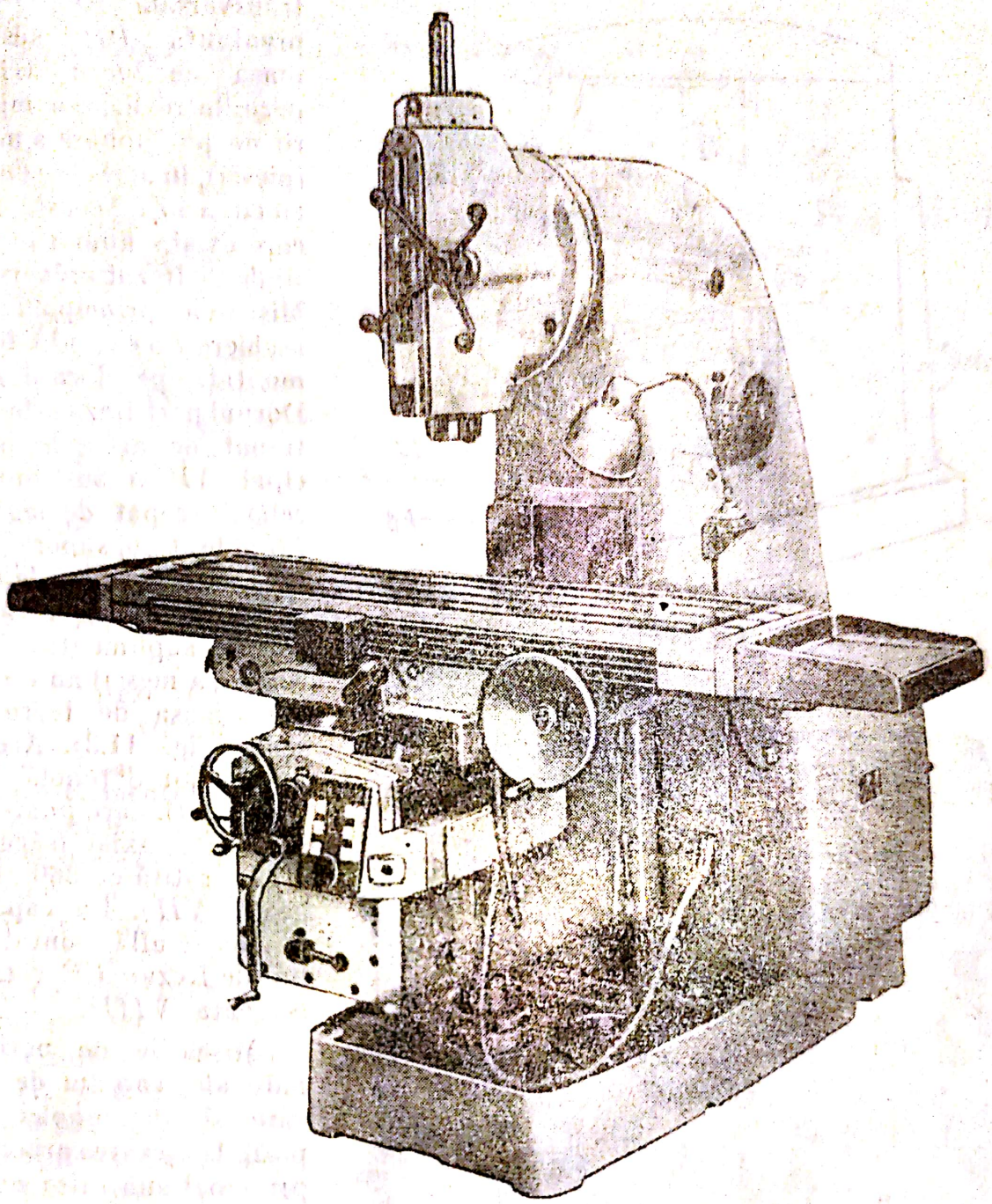


Fig. 11.1

ţiei lor, organele şi ansamblurile componente comune se tipizează şi pentru o mărime dată a maşinii, caracterizată prin modelul respectiv, ele se construiesc în cele trei variante.

Maşina de frezat orizontală cu consolă este una din cele mai răspîndite tipuri de maşini de frezat şi are aceeaşi componenţă ca maşina orizontală universală. Aceste maşini se compun din placa de bază *PB* (fig. 11.2) pe care este aşezat corpul maşinii *CM*.

Pe partea din faţă sînt prevăzute ghidajele verticale *GV*, în lungul cărora se deplasează consola *CS*. Acţionarea consolei în sens vertical se face prin intermediul şurubului *SV*, care serveşte drept sprijin al acesteia. Pe consolă sînt prevăzute ghidajele orizontale *GO*, în lungul cărora se deplasează sania

Scanned with OKEN Scanner

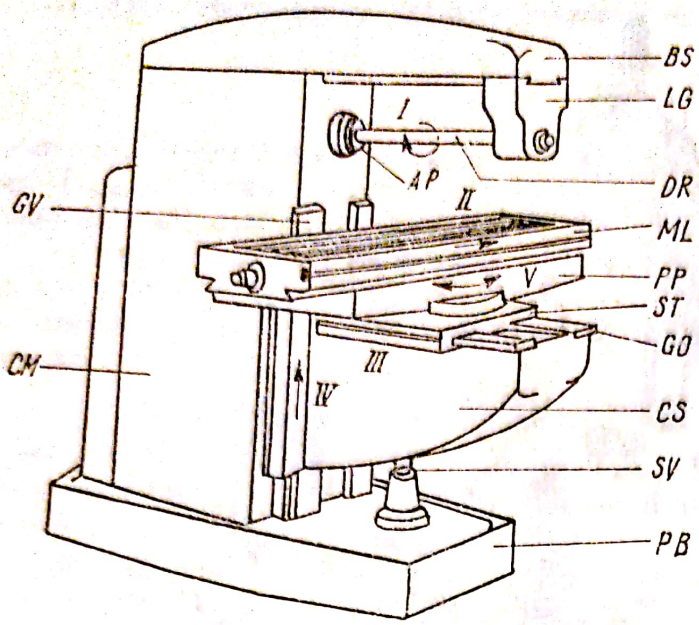


Fig. 11.2

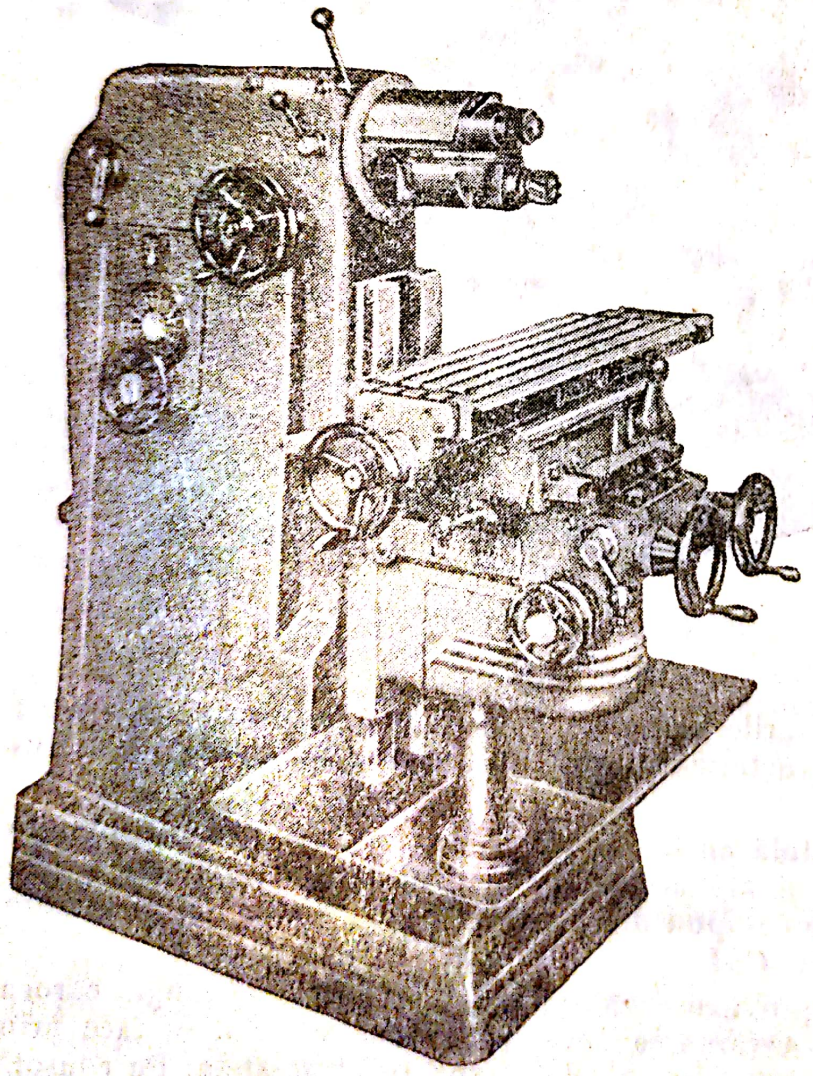


Fig. 11.3

transversală *ST*. Placa pivotantă *PP* susține masa de lucru *ML* și permite realizarea mișcării de poziționare a mesei (piesei), în ambele sensuri cu circa 45°. Această mișcare există numai la mașinile de frezat universale. Mișcarea principală de așchiere *I* o execută freza montată pe dornul *DR*. Dornul port-freză este antrenat de arborele principal *AP* și susținut la celălalt capăt de lagărul *LG* al brațului suport *BS*.

La unele tipuri de mașini de frezat mișcarea de reglare suplimentară (de rotație a mesei) nu o execută masa de lucru, ci scula (fig. 11.3). Aceste mașini au o pinolă *PN* (fig. 11.4), care poate fi deplasată axial (săgeata *VI*) și rotită cu 360° (săgeata *VII*). La capătul pinolei se află montat capul de frezare *CF* rotativ (săgeata *VIII*).

Mișcările de poziționare ale capului de frezare și ale pinolei fac posibilă așezarea arborelui principal sub orice unghi de lucru, permițînd astfel executarea acelorași operații ca și pe mașinile de frezat universale obișnuite. Această mașină poate fi folosită și ca mașină de frezat verticală, fără demontarea sau montarea unui dispozitiv auxiliar. Așezarea capului de frezat în poziție verticală se obține prin scoaterea în consolă a pinolei și rotirea ei și a

Scanned with OKEN Scanner

capului de frezare cu cîte 90° (fig. 11.5).

În construcția mașinilor de frezat cu consolă se întîlnesc două sisteme de acționare:

— acționarea mecanismului mișcării principale și a mecanismelor de avans de la același motor electric;

— acționarea mecanismului mișcării principale și a mecanismelor de avans cu motoare separate.

La ambele sisteme de acționare, mecanismul mișcării principale este identic și se compune din motorul M_1 (fig. 11.6), cutia de viteze CV și eventual o transmisie constantă i_{1-2}, reprezentată prin elementul 1—2. Mecanismul mișcărilor de avans se deosebește de la un sistem la altul prin modul de antrenare al acestora, care reprezintă tocmai caracteristica sistemului respectiv.

Determinarea turației frezei cît și a mișcărilor de avans se face cu ajutorul ecuațiilor generale ale mișcărilor respective.

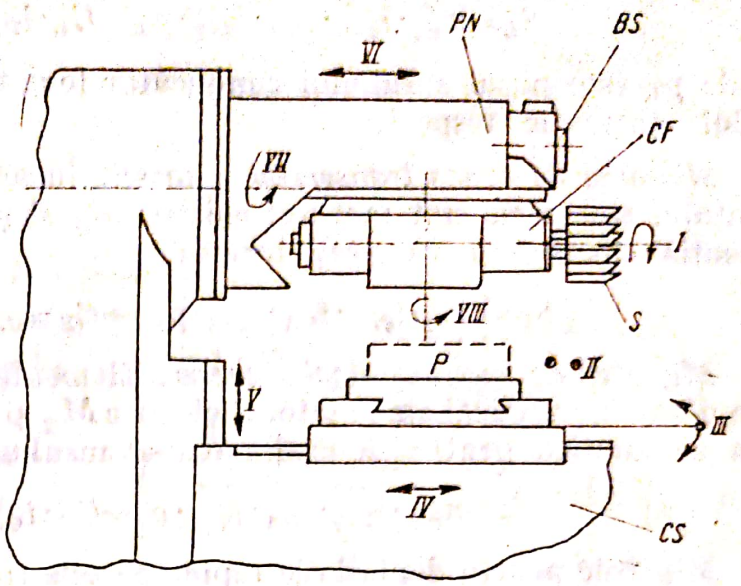


Fig. 11.4

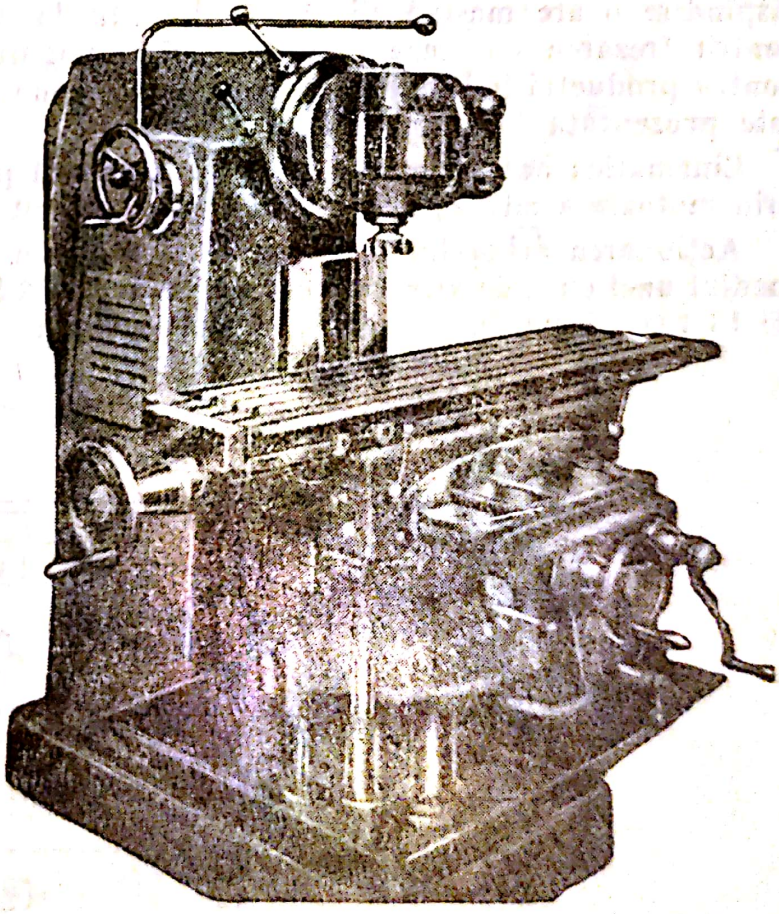


Fig. 11.5

Mișcarea principală de așchiere. Elementele finale ale lanțului cinematic principal sînt motorul electric M_1 și scula S. Adoptînd ca mișcări teoretice pentru motor n_m (rot/min), iar pentru sculă n_s (rot/min), se poate scrie:

$$n_s = n_{m1} \cdot i_{1-2} i_{cv} = C \cdot i_{cv}, \text{ [rot/min]}. \qquad (11.5)$$

Mișcarea de avans longitudinal a mesei. Elementele finale ale acestui lanț cinematic sînt motorul electric M_2 și șurubul conducător L. În acest caz ecuația cinematică are forma:

Scanned with OKEN Scanner

$$S_L = n_{m2} \cdot i_{4-5} \cdot i_{CA} \cdot i_{6-7} \cdot p_L = C_L \cdot i_{CA}, \text{ [mm/min]}, \quad (11.6)$$

unde p_L este pasul şurubului conducător longitudinal; C_L — constanta lanţului cinematic respectiv.

Mişcarea de avans transversal a mesei. În acest caz elementele finale ale lanţului cinematic sînt motorul electric M_2 şi şurubul conducător T şi deci ecuaţia cinematică va avea forma:

$$S_T = n_{m2} \cdot i_{4-5} \cdot i_{CA} \cdot i_{6-8} \cdot p_T = C_T \cdot i_{CA}, \text{ [mm/min]}. \quad (11.7)$$

Mişcarea de avans vertical a mesei. Elementele finale ale lanţului cinematic de avans vertical sînt motorul electric M_2 şi şurubul conducător V. Ecuaţia cinematică pentru determinarea avansului vertical S_v, se poate scrie:

$$S_v = n_{m2} \cdot i_{4-5} \cdot i_{CA} \cdot i_{6-9} \cdot p_v = C_V \cdot i_{CA}, \text{ [mm/min]}. \quad (11.8)$$

Mişcările pentru deplasările rapide pe cele trei direcţii se transmit la şuruburile conducătoare respective printr-un lanţ cinematic care ocoleşte cutia de avansuri (în fig. 11.6, lanţul cinematic $n_{m2} \cdot i_{4-5} \cdot i_{5-6} p$).

În cadrul maşinilor de frezat universale folosite în ţara noastră o largă răspîndire o are maşina FU 32, construită la U.M. Cugir, fiind destinată pentru frezarea cu freze cilindrice, disc, unghiulare, frontale şi profilate, pentru producţia individuală şi de serie. Schema cinematică a acestei maşini este prezentată în figura 11.7.

Cinematica acestei maşini este caracterizată prin acţionarea individuală, prin motoare electrice, atît a cutiei de viteze cît şi a celei de avansuri.

Acţionarea arborelui principal se face cu un motor de 7 kW prin intermediul unei cutii de viteze cu ecuaţia structurală $3_1 \cdot 3_3 \cdot 2_9$, realizînd un număr de 18 turaţii cuprinse între 30 şi 1500 rot/min.

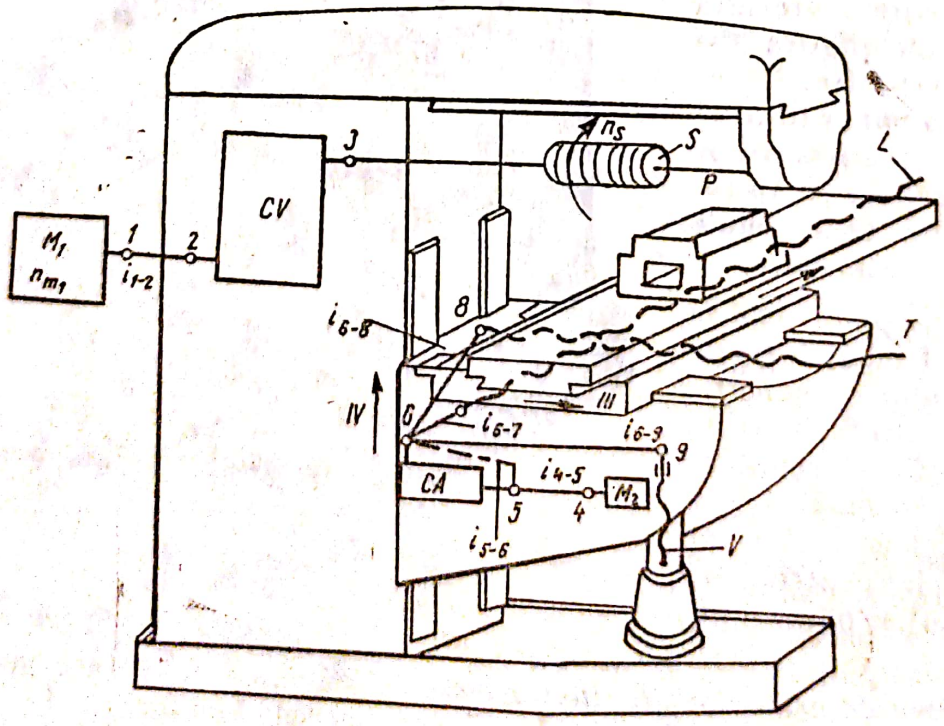


Fig. 11.6

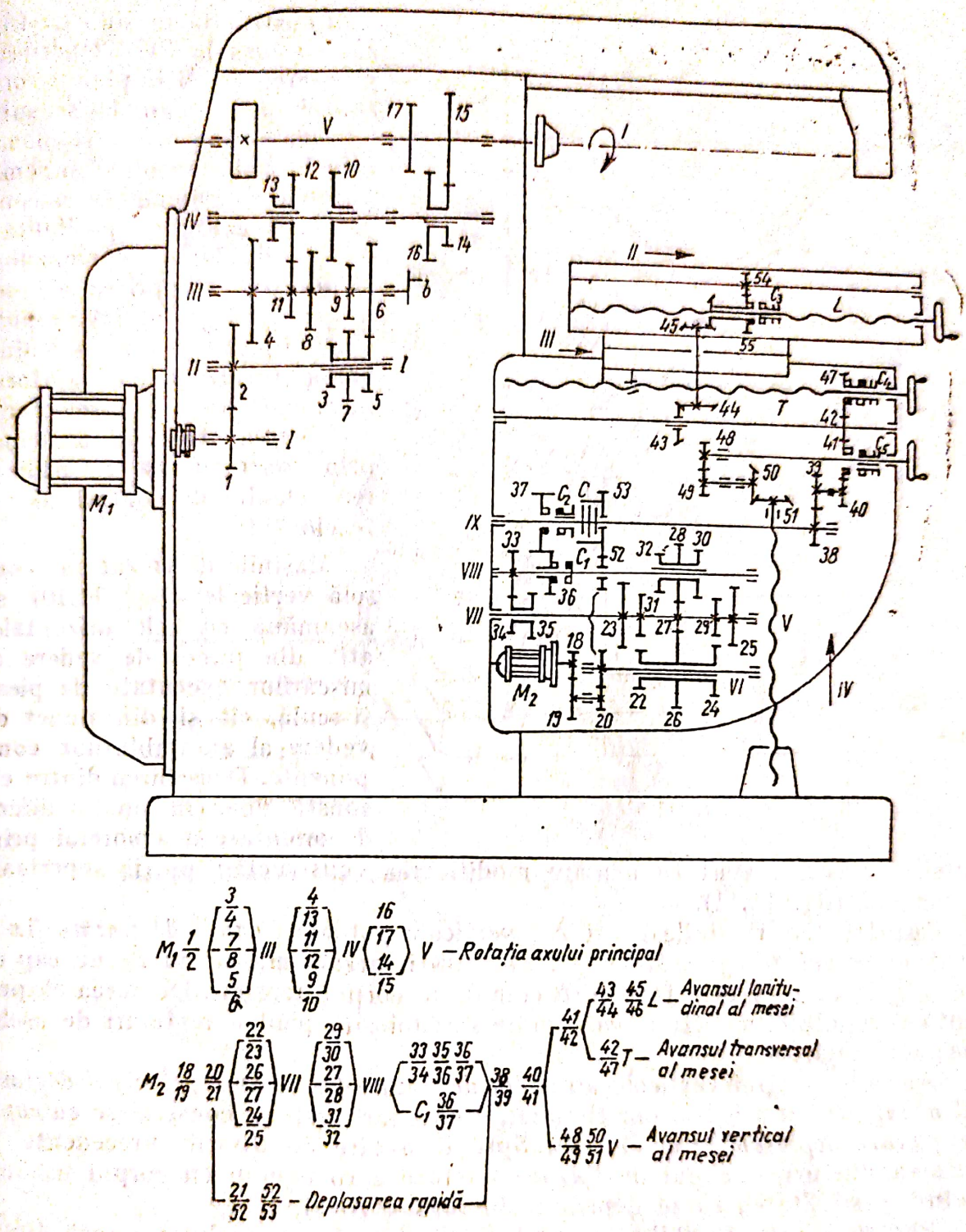


Fig. 11.7

Turațiile arborelui principal sînt etajate după o serie geometrică, avînd rația $\varphi = 1{,}26$. Diagrama turațiilor este reprezentată în figura 11.8.

Mișcările mesei în vederea realizării avansurilor în cele trei direcții x, y și z sînt primite de la un motor de 2,2 kW, prin intermediul unei cutii de avansuri cu ecuația structurală $3_3 \cdot 3_1 \cdot 2_0$, care realizează un număr de 18 trepte de viteze de avans cuprinse între 19 și 950 mm/min. În figura 11.9 este prezentată diagrama de avansuri a acestei mașini.

Scanned with OKEN Scanner

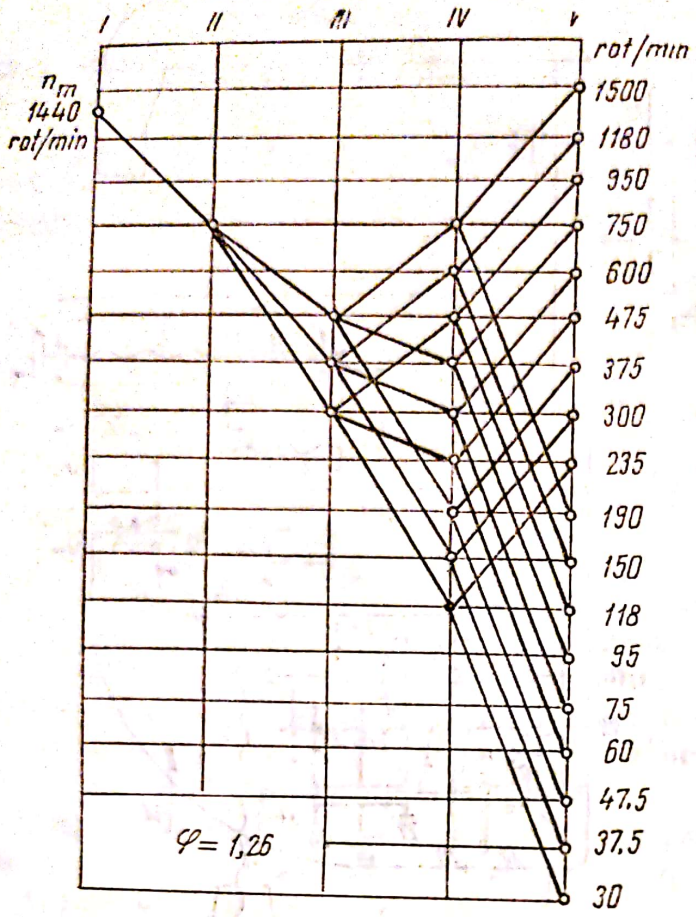


Fig. 11.8

Construcţia maşinii de frezat cu consolă FU 32 permite pivotarea mesei în planul orizontal cu 45° în ambele sensuri.

Deplasarea mesei se poate face în ciclu automat şi semiautomat; de asemenea, maşina este prevăzută cu posibilităţi de: — dublarea comenzilor; — pornirea şi oprirea arborelui principal şi cuplarea rapidă a mesei prin butoane; — schimbarea turaţiilor cu ajutorul mecanismelor de selectare; —frînarea arborelui principal prin contracurent, cu utilizarea releului de control al vitezelor etc.

Maşinile de frezat cu consolă verticale (fig. 11.10) se aseamănă cu cele orizontale, atît din punct de vedere al mişcărilor executate de piesă şi sculă, cît şi din punct de vedere al ansamblurilor componente. Deosebirea dintre ele constă doar în modul diferit de orientare a arborelui principal, ceea ce a avut ca urmare modificarea construcţiei părţii superioare a maşinii (fig. 11.11).

Constructiv, maşinile de frezat verticale pot avea *capul de frezare fix şi axul principal nedeplasabil axial*. Propriu-zis aceste maşini nu au un cap de frezare deoarece acesta face corp comun cu corpul maşinii. De aceea ele prezintă o rigiditate sporită şi ca urmare sînt folosite pentru regimuri de aşchiere mai grele.

Anumite maşini verticale au *capul de frezare fix şi axul principal deplasabil axial* pentru a uşura poziţionarea sculei, iar altele se construiesc cu *capul de frezare deplasabil* (fig. 11.12). Spre deosebire de tipurile precedente, la acestea din urmă, capul de frezare nu face corp comun cu corpul maşinii, avînd posibilitatea să se deplaseze în sens vertical.

Pentru a crea posibilitatea prelucrării suprafeţelor înclinate, unele tipuri de maşini de frezat verticale cu consolă se construiesc cu capul de frezare înclinabil şi axul principal deplasabil axial, mărind în felul acesta şi posibilităţile de reglare a sculei (fig. 11.13).

Cinematic maşinile de frezat verticale sînt, în mare parte, asemănătoare cu cele orizontale, aşa după cum se poate vedea din figura 11.14.

Lanţurile cinematice sînt: *lanţul cinematic principal*, pentru acţionarea sculei; *lanţul cinematic secundar*, pentru deplasarea mesei pe cele trei direcţii şi *lanţul cinematic auxiliar* sau de reglare, care parţial este identic cu cel de avans.

Scanned with OKEN Scanner

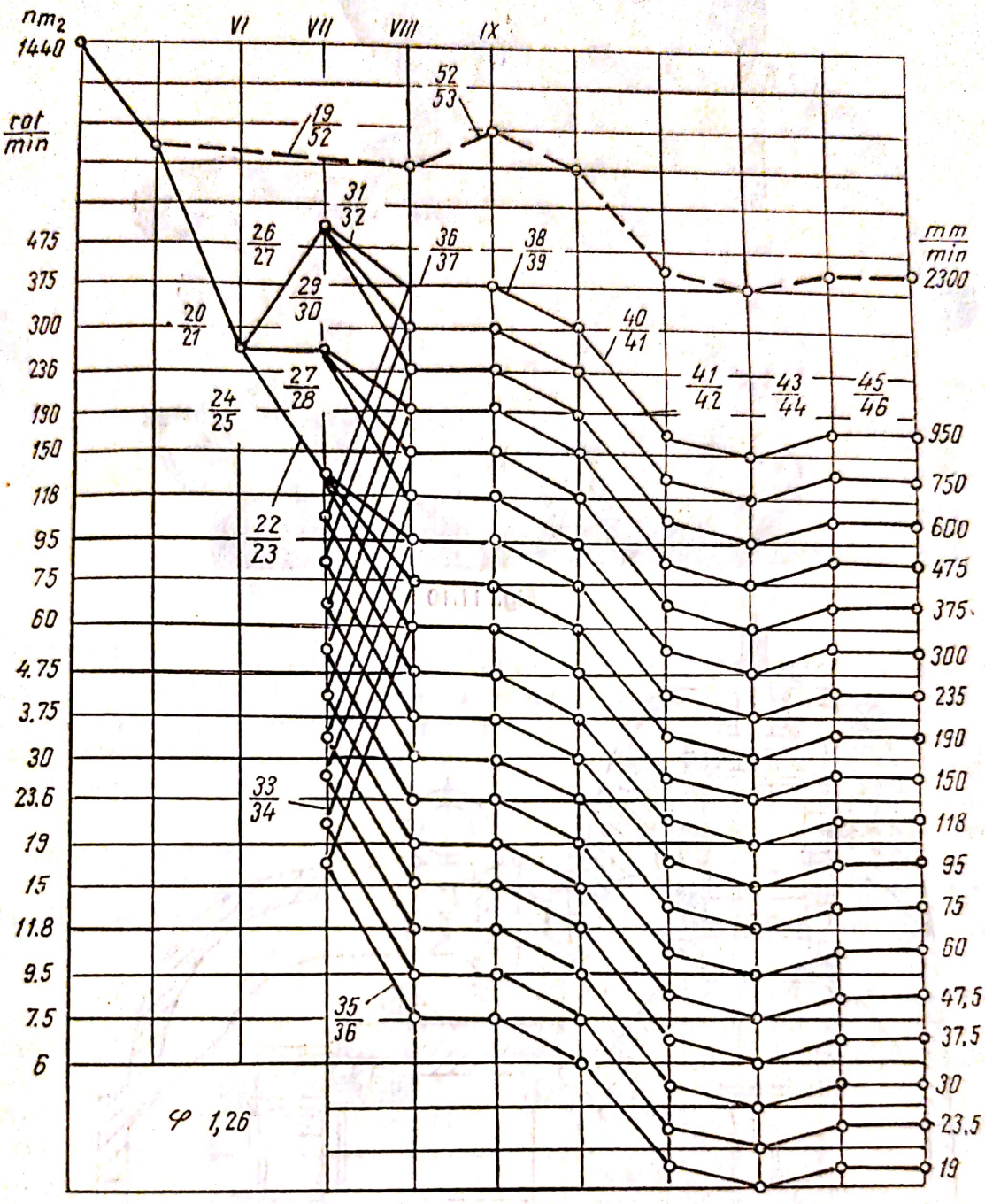


Fig. 11.9

Calculul cinematic pentru fiecare mişcare aparte se efectuează ca şi în cazurile tratate la maşina de frezat orizontală. Acţionarea acestor lanţuri cinematice poate fi realizată de unul sau două motoare electrice.

11.3. Maşini de frezat fără consolă

Maşinile de frezat fără consolă sînt destinate prelucrării pieselor de dimensiuni mari şi foarte mari. Greutatea ridicată şi dimensiunile mari ale pieselor, cum şi regimul de aşchiere intensiv impus cer mese de dimensiuni mari, şi

Scanned with OKEN Scanner

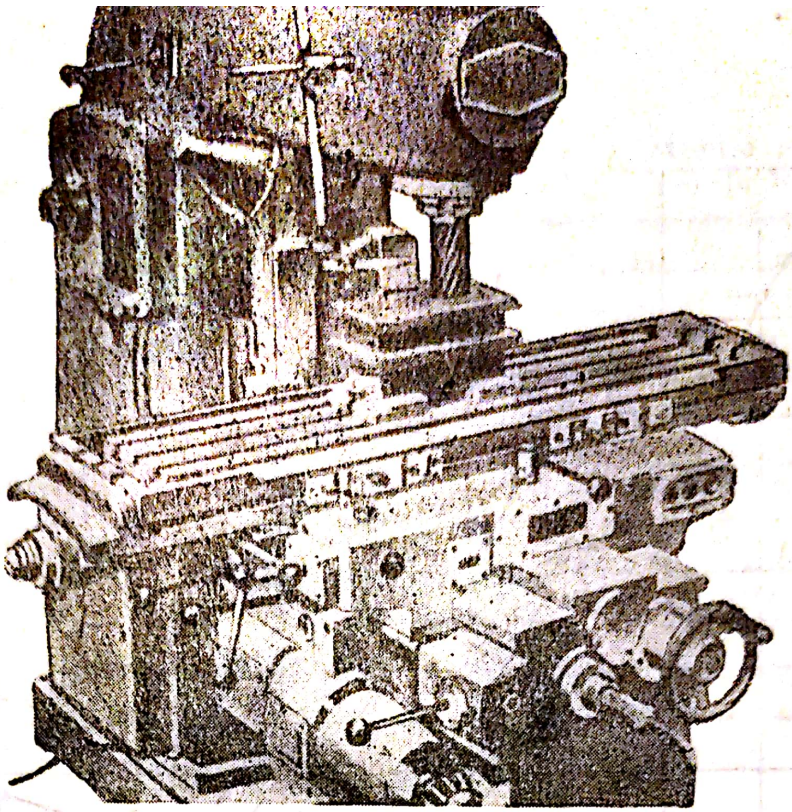


Fig. 11.10

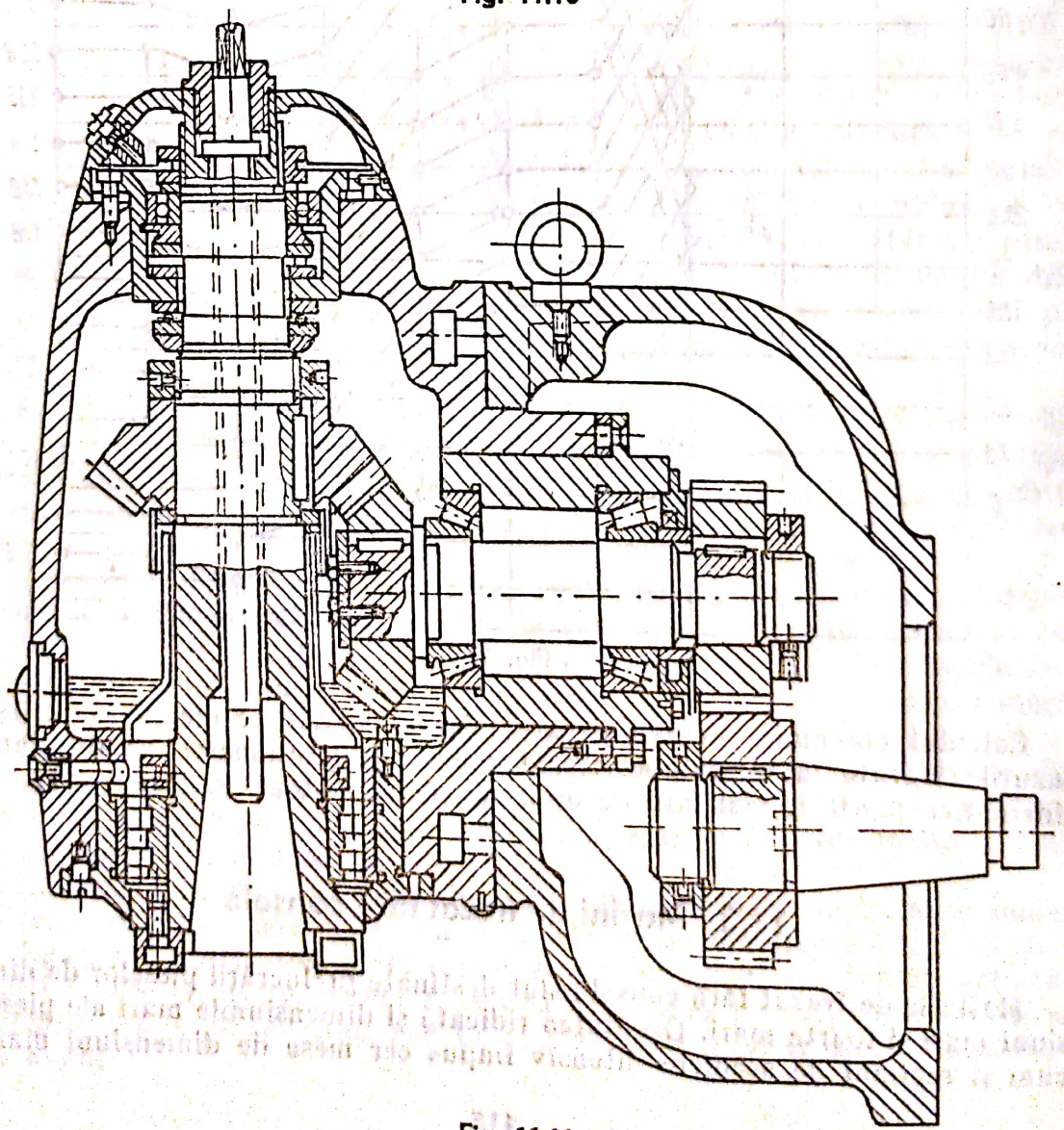


Fig. 11.11

Scanned with OKEN Scanner

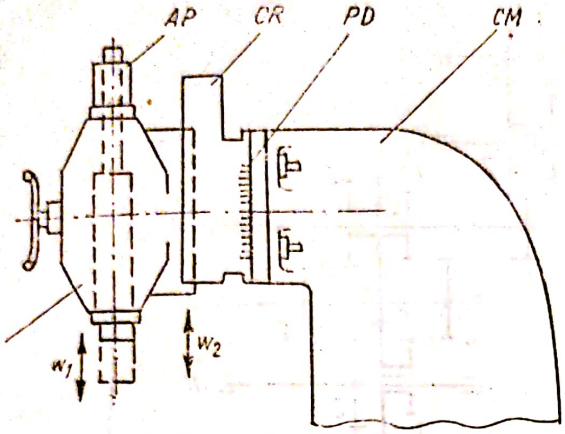


Fig. 11.12

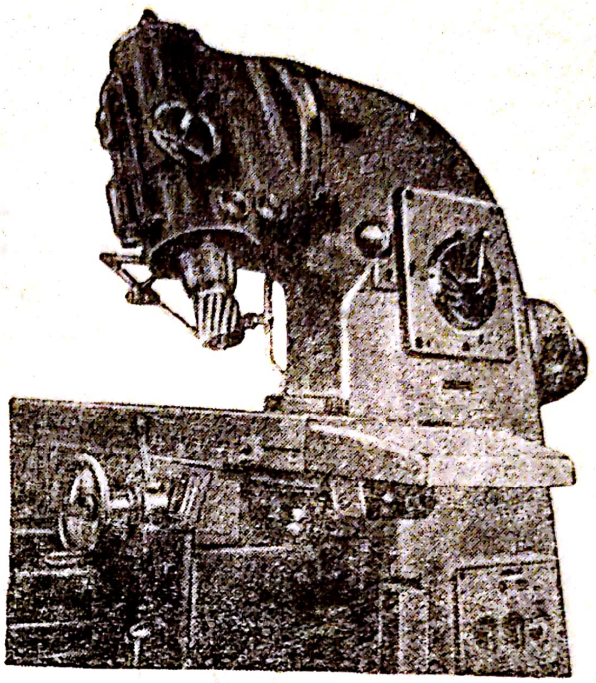


Fig. 11.13

cu o rigiditate ridicată. Din această cauză, construcţia de mese cu ghidaje pe consolă a fost înlocuită cu construcţii de mese cu ghigajele pe un postament fixat direct pe fundaţie. Mergînd mai departe pe calea folosirii raţionale a gabaritului maşinii în raport cu gabaritul piesei de prelucrat, şi aceste construcţii de maşini de frezat au fost executate în diferite variante şi anume:

— maşini de frezat cu două sănii suprapuse, dispuse perpendicular;
— maşini de frezat cu o singură sanie plană sau longitudinală;
— maşini de frezat cu masă fixă, cu unul sau mai multe portale mobile.

Maşinile de frezat cu două sănii sînt destinate prelucrărilor complexe ale pieselor de mărimi mijlocii şi mari.

Faţă de maşinile de frezat cu consolă ele au numai cele două sănii superioare dispuse perpendicular şi care prin alunecarea lor pe ghidaje realizează avansul longitudinal şi transversal. Avansul vertical este realizat de capul de frezat care se mişcă pe ghidaje verticale, fixate pe batiul maşinii.

După poziţia arborelui principal se deosebesc două tipuri de maşini: verticale şi orizontale.

Maşinile de frezat verticale constituie tipul cel mai răspîndit.

Maşinile de frezat plan sînt maşini de frezat orizontale la care mesele maşinii nu pot avea mişcare pe verticală şi transversală, în schimb păpuşa frontală se poate deplasa pe verticală. Sînt unele maşini de frezat plan la care axul frezei poate fi deplasat şi orizontal, independent de mişcarea păpuşii frontale.

Aceste maşini nu pot fi adaptate atît de uşor la toate mărimile şi formele pieselor ca maşinile orizontale cu sau fără consolă, sau cele universale.

Maşinile de frezat plan se pretează foarte bine pentru fabricaţia în serie, unde turaţia şi avansul odată alese nu se schimbă prea des. Din această cauză se poate renunţa la cutiile de viteze pentru schimbarea turaţiilor şi avansului, aceasta putîndu-se face cu mecanisme de bază cu roţi dinţate de schimb, fapt care simplifică considerabil construcţia maşinii şi reduce costul.

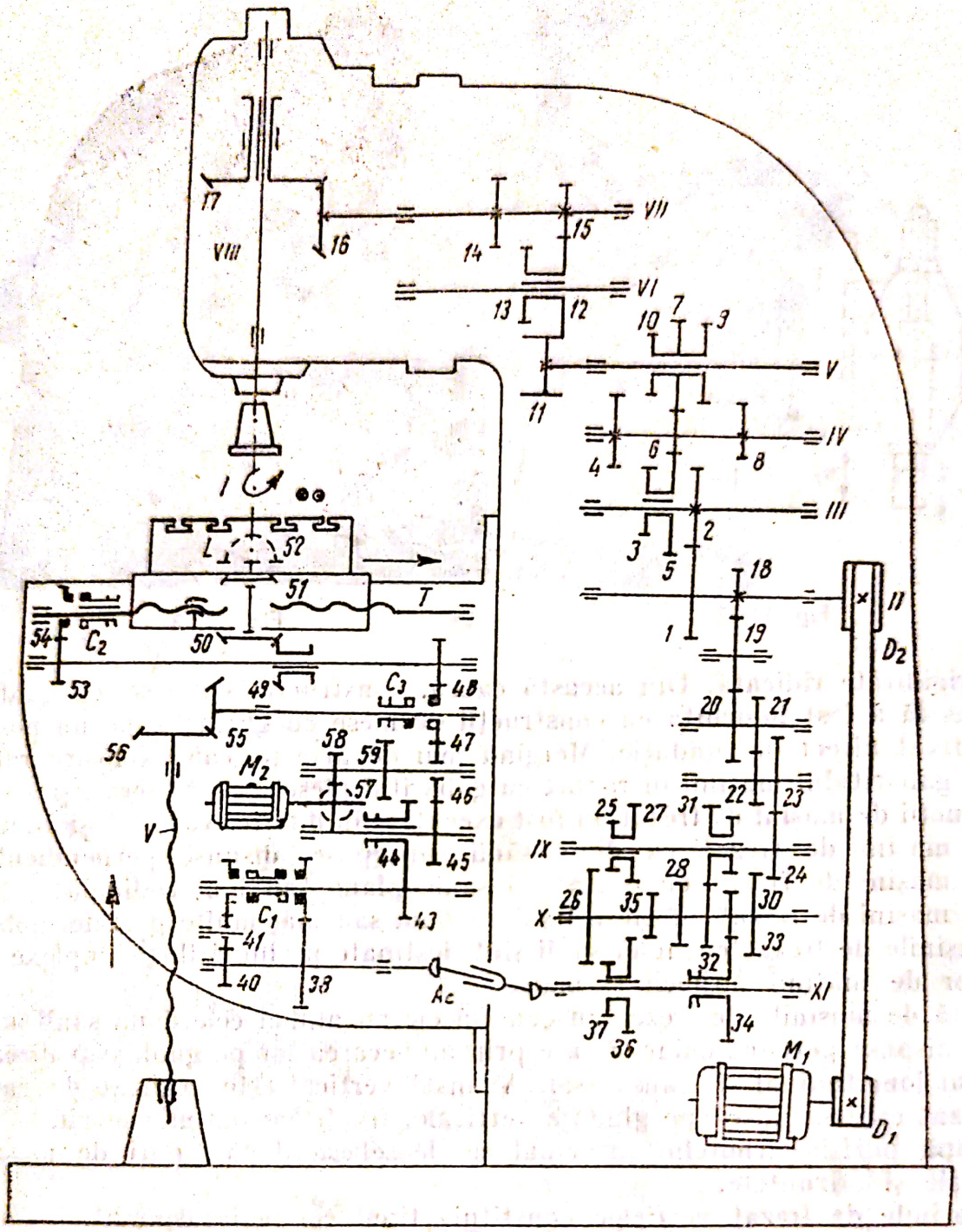


Fig. 11.14

Important la aceste mașini este faptul că masa nu mai are mișcări verticale și transversale, ceea ce îi asigură o rigiditate foarte mare, spre deosebire de consola deplasabilă și suspendată a mașinii de frezat normale. Această rigiditate se realizează prin faptul că batiul, cuprinzînd și consola mașinii, care este fixă și solidară cu el, se toarnă dintr-o singură bucată.

Obișnuit, au un ciclu semiautomat. Ele sînt acționate de un motor separat, sau de același motor care acționează și axul principal.

Mașinile de frezat plan se construiesc într-o varietate largă de dimensiuni și tipuri constructive. Constructiv diferă prin modul cum se realizează mișcările de avans și prin soluția constructivă a ansamblului batiului mașinii,

Scanned with OKEN Scanner

prin modul de rigidizare a mecanismului mişcării principale. La unele soluţii mişcarea de avans transversală este executată tot de sculă, împreună cu partea superioară a montantului. De asemenea prin construcţia arborelui principal, că are sau nu pinolă, deci are sau nu posibilitatea să efectueze mişcare de avans în direcţie verticală. Un alt criteriu constructiv este numărul de montanţi şi anume cu un singur montant (fig. 11.15), sau cu doi montanţi (fig. 11.16). Maşinile cu doi montanţi au sau nu traversă de rigidizare la capătul superior al montanţilor. După poziţia axului principal maşinile de frezat plan pot fi orizontale (fig. 11.15 şi 11.16) sau verticale (fig. 11.17).

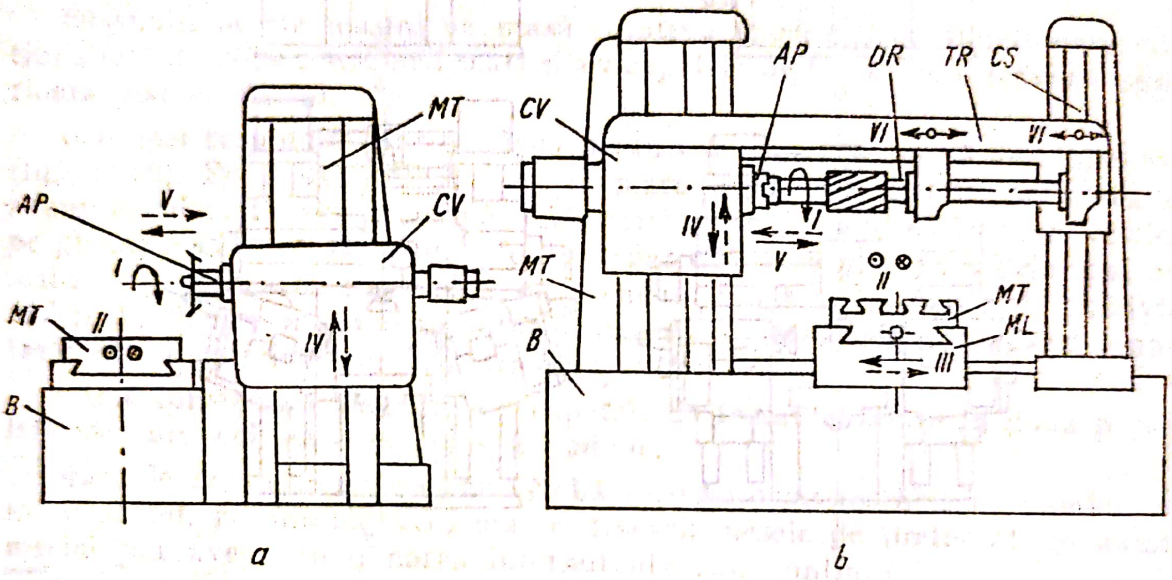


Fig. 11.15

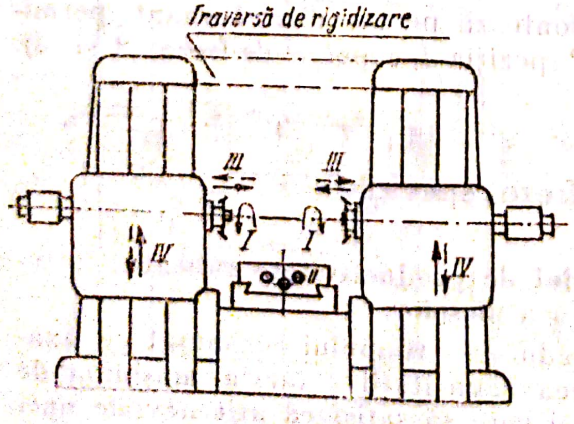


Fig. 11.16

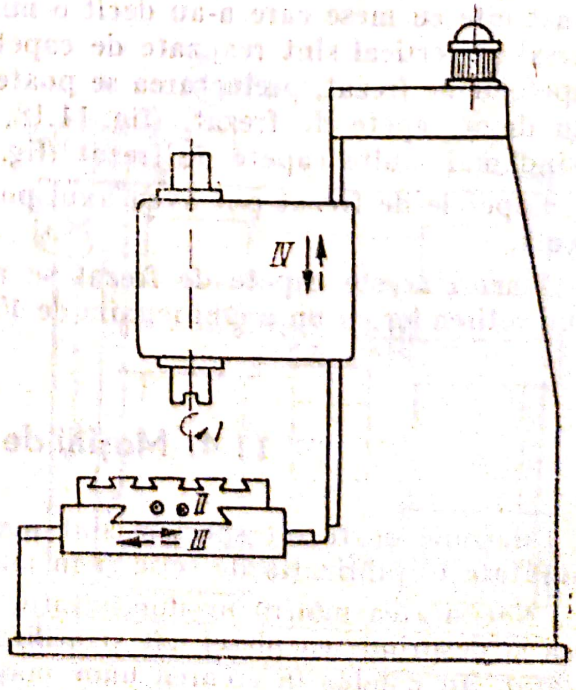


Fig. 11.17

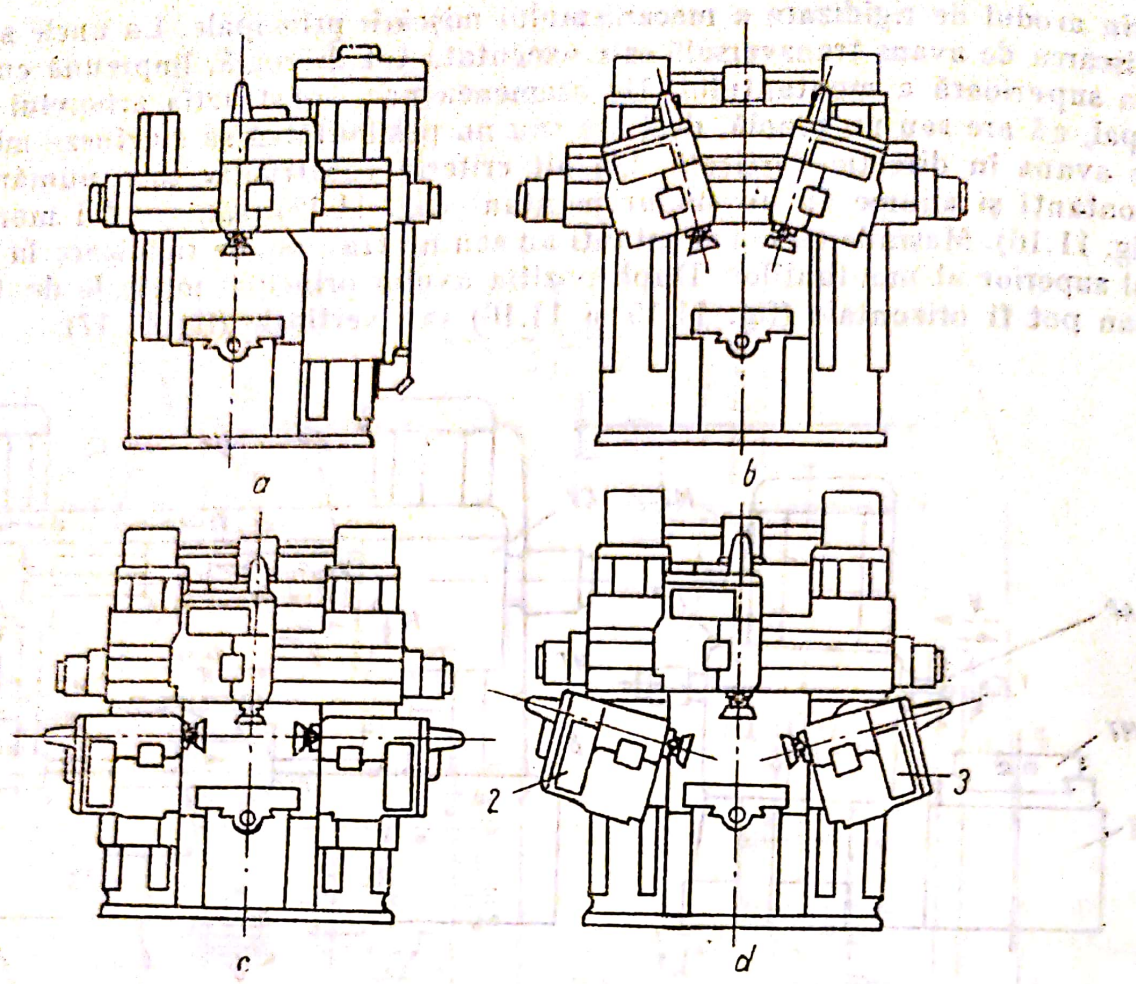


Fig. 11.18

Mașinile de frezat longitudinal (portale), ca și cele de frezat plan, sînt construite cu mese care n-au decît o mișcare longitudinală. Avansurile transversal și vertical sînt realizate de capetele de frezat. În funcție de numărul capetelor de frezat, prelucrarea se poate face: pe o singură parte, avînd unul sau două capete de frezat, (fig. 11.18, pozițiile *a* și *b*); pe mai multe părți, avînd mai multe capete de frezat (fig. 11.18, pozițiile *c* și *d*).

Capetele de frezat pot avea axul port-sculă în poziție orizontală sau verticală.

Uneori aceste capete de frezat se montează pe un disc turnant, permițînd rotirea lor cu un unghi maxim de 45° (poziția *d*, capetele de frezat *2* și *3*).

11.4. Mașini de frezat speciale

Mașinile de frezat speciale sînt mașini de productivitate ridicată, întrebuințate în fabricația de serie și în masă a pieselor.

Necesitatea măririi productivității, reducerea timpului consumat cu fixarea și desprinderea piesei, cît și utilizarea capacității totale a mașinilor de frezat, au condus la crearea unor mașini care să satisfacă atît nevoile unei producții de serie mare și de masă, cît și o deservire comodă a lor.

Scanned with OKEN Scanner

În funcție de elementul de bază al sistemului de așezare și transport al pieselor s-au obținut mai multe variante constructive, și anume: mașini de frezat cu masă rotativă, mașini de frezat cu tambur, mașini de frezat cu lanț transportor.

Aceste mașini pot fi prevăzute cu două sau mai multe capete de frezat.

Mașinile de frezat cu masă rotativă cu funcționare continuă (carusel) se caracterizează prin faptul că masa lor se rotește continuu cu o viteză ce este egală cu avansul de prelucrare. Schimbarea pieselor se face în timpul rotirii mesei, în sectorul în care nu acționează nici o sculă de frezat și care este destinat alimentării.

Obișnuit, aceste mașini cu masă rotativă (carusel), cu funcționare continuă sînt de dimensiuni mai mari și au capetele de frezat pe o traversă superioară sistem portal.

Cele mai răspîndite sînt cu două posturi de lucru și două de alimentare (fig. 11.19). Pe batiul *BT* se găsește masa *ML*, care execută mișcarea de avans circular. Traversa mobilă *TM*, care se poate deplasa în plan vertical pe ghidajele *GV*, conține capetele de frezat *CF*, care prin axul principal pot realiza atît mișcarea principală de așchiere *I*, cît și mișcările de potrivire *III* și *V*. Pentru mărirea rigidității mașinii, la partea superioară cei doi montanți sînt legați între ei prin traversa *TR*.

Unele construcții mai mici au capetele de frezat montate în două păpuși laterale care culisează pe ghidaje radiale.

Mașinile de frezat cu tambur (tobă rotitoare) au instalat un tambur cu ax orizontal, pe suprafața căruia se fixează piesele de prelucrat. Și aceste mașini pot avea funcționarea intermitentă sau continuă.

La mașinile de frezat cu tambur cu funcționare continuă (fig. 11.20) piesa se fixează din mers pe suprafețele tamburului care este rotit continuu, de la motorul electric M_3, prin intermediul unui mecanism reductor.

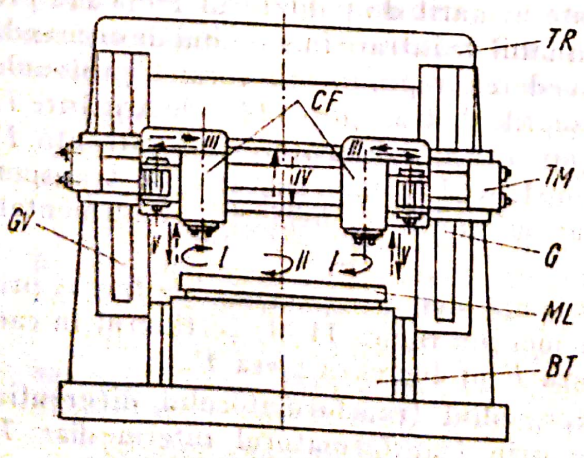


Fig. 11.19

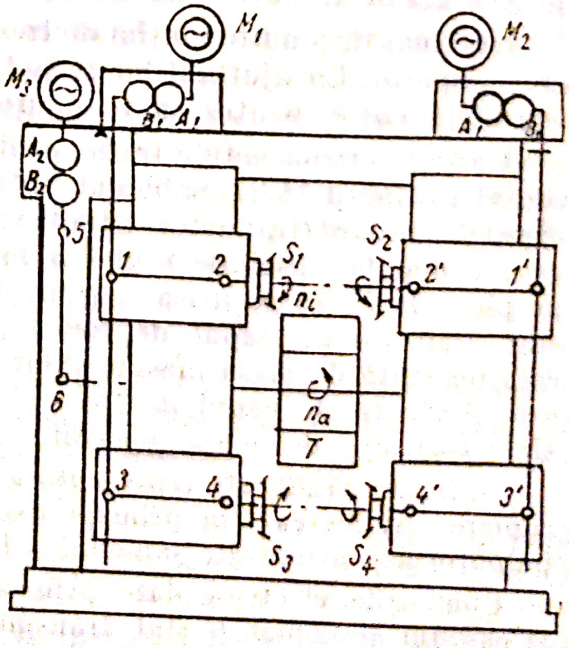


Fig. 11.20

Scanned with OKEN Scanner

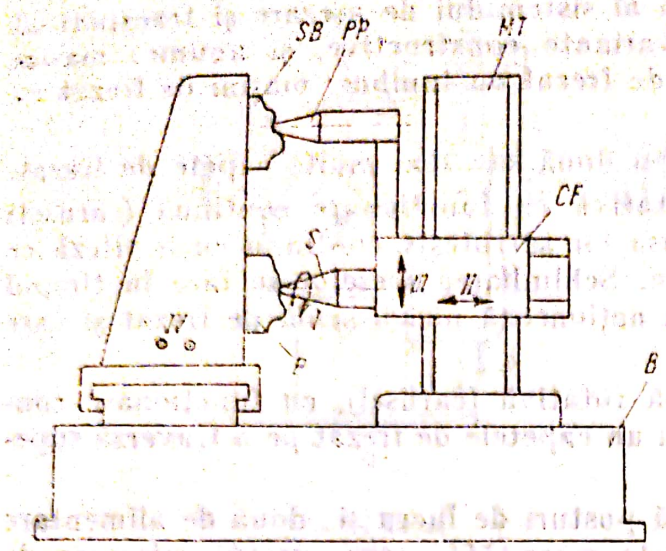


Fig. 11.21

Capetele de frezat, două pentru degroșare și două pentru finisare, sînt fixate în direcția axială. Antrenarea lor este făcută de la motoarele electrice M_1 și M_2. Ghidajele verticale, pe care sînt montate capetele de frezat, fac posibilă reglarea lor în direcția radială. Axele port-sculă se deplasează axial, iar mișcarea de rotație a tamburului realizează mișcarea de avans.

Mașini de frezat prin copiere. Mașinile de frezat lucrînd prin copiere sînt destinate prelucrării pieselor cu configurație complexă, cum sînt: matrițele de forjare, forme metalice pentru turnare, modele metalice etc.

Copierea se realizează cu sisteme hidraulice, electrice și electronice. Sistemele hidraulice sînt asemănătoare cu cele folosite la strunguri.

Din punct de vedere constructiv, există mașini de frezat prin copiere cu axele geometrice ale palpatorului și frezei orizontale, verticale sau după mișcările componente și anume, copierea se execută cu mișcări rectilinii sau circulare.

După metoda de copiere sînt: mașini de frezat prin copiere în plan (după două dimensiuni) și mașini de frezat prin copiere în spațiu (după trei dimensiuni).

Mașinile de frezat prin copiere în plan se utilizează mai ales pentru operații de frezat conturul pieselor (conturare). Ele dispun de avansul de transport și cel de urmărire, nu au însă avans de alimentare.

Cele mai răspîndite mașini de frezat prin copiere sînt mașinile pentru copiere în spațiu. Cu ajutorul lor se pot reproduce cele mai complicate forme de suprafețe curbe pentru matrițe, poansoane, palete de turbină etc.

Mașinile orizontale de frezat prin copiere pot lucra după principiul reprezentat în figura 11.21. Șablonul *SB* este urmărit de palpatorul *PP* care prin capul de palpare (traductor) trimite semnalul de intrare în sistemul de comandă, care comandă mișcările sculei *S* în vederea reproducerii formei șablonului pe piesa *P* fixată pe masa mașinii. Mișcările de transport *III* și de urmărire *II* sînt realizate de capul de frezare, iar cea de alimentare intermitentă *IV* este realizată de masa mașinii. Sînt construcții la care mișcarea de transport este realizată de capul de frezare, iar mișcările de urmărire și alimentare sînt realizate de masa mașinii.

În figura 11.22 este reprezentată schema bloc a unei mașini de frezat prin copiere care lucrează pe principiul schemei din figura 11.21. În timpul în care palpatorul *p* urmărește șablonul *ș*, freza *F* prelucrează piesa *P*.

Comenzile electrice date prin intermediul transformatorului diferențial al capului de copiat *K* sînt transmise prin transformatorul intermediar *Ti* la un amplificator electronic intermediar *AI*.

Scanned with OKEN Scanner

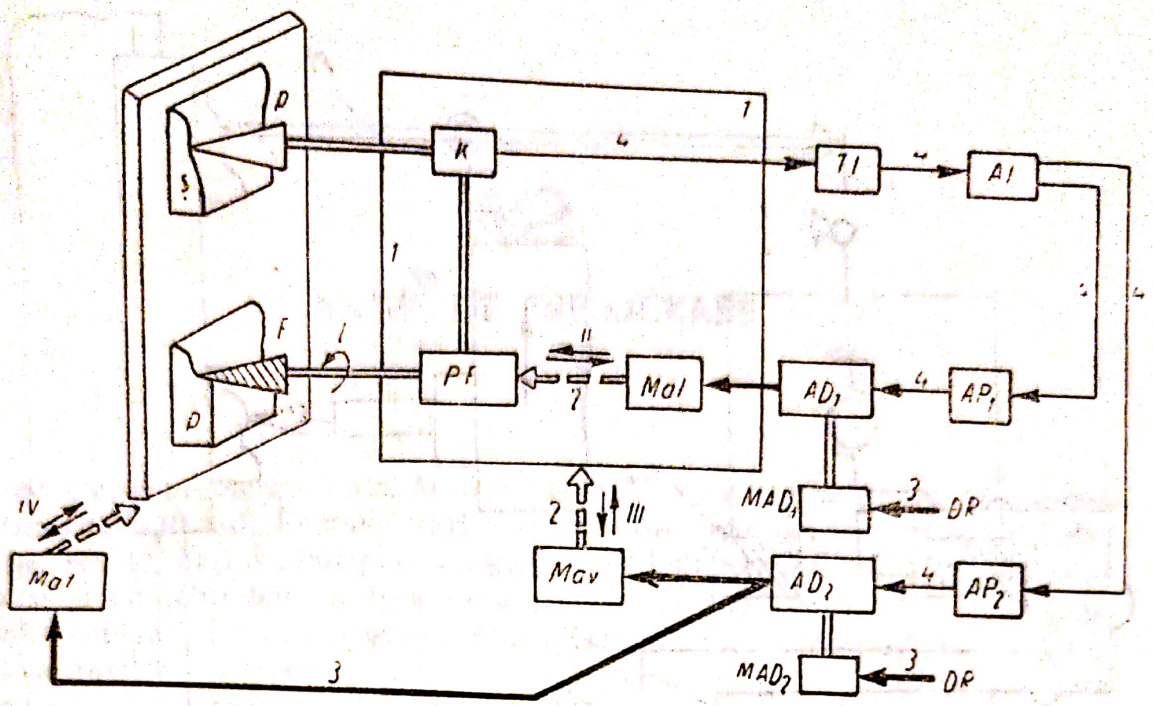


Fig. 11.22

Amplificatorul electronic intermediar transmite mai departe comenzile prin două canale.

Primul canal trece prin amplificatorul electronic principal AP_1 la amplidina AD acționată de motorul asincron trifazat MAD_1; comanda amplificată de către amplidină este transmisă motorului M_{a1} al avansului longitudinal. Al doilea canal trece prin amplificatorul electronic principal AP_2 la amplidina AD_2 acționată de motorul asincron trifazat MAD_2; comanda amplificată de amplidină este transmisă motorului M_{av} al avansului vertical sau motorului M_{at} al avansului transversal.

Cînd este necesar, există posibilitatea de a conecta la amplidina AD_1, motorul avansului vertical M_{av} sau motorul avansului transversal M_{at}.

Al doilea sistem electric de copiat folosit la mașinile de frezat este sistemul la care copierea nu se face continuu, ci în trepte. Funcționarea unui asemenea sistem se bazează pe principiul că schimbările de poziție ale palpatorului comandă închiderea, respectiv deschiderea unor circuite electrice ale unor cuplaje electro-magnetice, care la rîndul lor cuplează sau decuplează mișcările de avans după una, două sau trei direcții.

Schema sistemului de copiere după o singură direcție care lucrează după acest principiu este redată în figura 11.23.

Păpușa mecanismului principal execută mișcarea de avans în direcția verticală împreună cu palpatorul și scula. Pe masa mașinii MM sînt fixate piesa și modelul. Atîta timp cît palpatorul alunecă pe o suprafață paralelă cu direcția de avans (verticală), palpatorul nu se va mișca.

Cînd palpatorul începe să alunece pe un plan înclinat, acesta este deplasat spre stînga, prin acesta se închide circuitul solenoidului SN_1 care este alimentat cu curent de la o sursă (de regulă de *24 V*).

Datorită cîmpului magnetic creat, se închide circuitul cuplajului electromagnetic $CE1$.

Scanned with OKEN Scanner

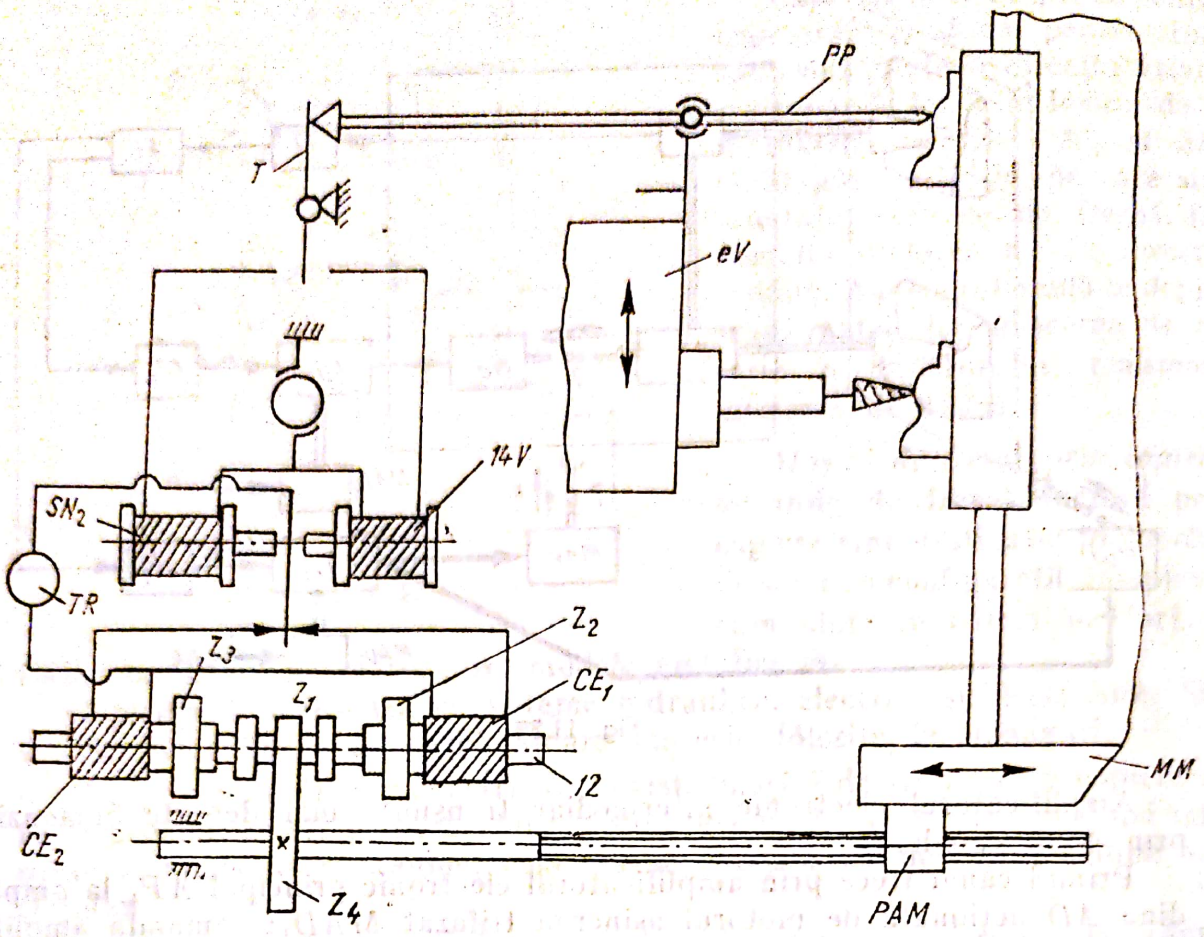


Fig. 11.23

Roţile dinţate z_2 şi z_3 sînt antrenate în mişcare continuă în sens opus de la motoare electrice independente prin intermediul unei transmisii.

Prin realizarea cuplării cuplajului *CE*1, mişcarea de la roata z_2 este transmisă axului *12*, roţii z_1 şi roţii z_4, care este fixată pe şurubul care antrenează masa maşinii într-un sens anumit.

Dacă înclinarea suprafeţei, pe care alunecă palpatorul, este în sens invers, palpatorul se va deplasa în sens opus şi se vor închide circuitele solenoidului *SN*2, respectiv cuplajului electromagnetic *CE*2, şurubul se va roti în sens opus şi va imprima mişcarea în sens opus mesei *MM*.

Astfel, pe piesă se va transpune profilul modelului.

La copiere există întotdeauna o diferenţă între profilul modelului şi profilul obţinut prin copiere. Această diferenţă este eroarea de copiere.

La aceste maşini de frezat prin copiere, eroarea variază între 0,02—0,2 mm.

Factorii care influenţează mărimea erorii de copiere pot fi grupaţi în două categorii:

1 — Factori legaţi de sensibilitatea sistemului de copiere (construcţia, precizia organelor etc.);

2 — Factori legaţi de regimul de aşchiere (avans, adîncime, viteză).

12

CENTRE DE PRELUCRARE

Centrele de prelucrare au apărut şi s-au confirmat ca un tip de *MU* numai în ultimii cca. 10 ani. În unele ţări sînt anumite maşini „cu destinaţii multiple" (pe scurt: maşini multiple), maşini „multioperaţionale", — „combinate", sau maşini cu schimbare automată a sculei. În mai multe ţări*, inclusiv în limba română, este uzuală denumirea „centru de prelucrare" (*CP*). Datorită avantajelor deosebite producţia lor a crescut brusc în ultimii ani. Destinate în geneal producţiei individuale şi de serie mică (maximum mijlocie), înzestrate cu *CN* pe mai multe axe şi îndeosebi cu sisteme *CNC*, caracteristica principală a *CP* o constituie totuşi schimbarea automată a sculei şi apoi schimbarea automată a piesei. Dezvoltarea *CP* pleacă de la capul revolver, care în fond realizează o schimbare automată a sculei. Capul revolver conţine însă puţine scule, care necesită reglări pe maşină cu durată mare, deci imobilizarea acesteia, sculele se află într-o ordine rigidă, cu pretenţii de precizii relative, una faţă de alta, iar completul de scule din capul revolver este destinat şi reglat pentru o singură piesă, constituind un echipament tehnologic al piesei respective. În plus, orice defecţiune a unei scule provoacă dereglarea şi a acţiunii tehnologice a tuturor sculelor. Aceste dezavantaje sînt în deosebi din punct de vedere al unei *MU* cu *CN* şi în general pentru serie mică, ori capul revolver are şi avantaje dar la serie mare şi producţie de masă. Schimbarea sculei dintr-o magazie, în mod automat, înlătură dezavantajele capului revolver la producţia individuală şi de serie mică căreia îi sînt destinate *MU* cu *CN*. Se ajunge astfel la un coeficient mai mare al timpului efectiv de aşchiere, ceea ce permite scăderea costului/minut de funcţionare a *CN*, deci eficienţă mai mare a maşinii. Dezvoltarea magaziilor de scule, astfel încît practic se dispune pentru orice fază de oricare din sculele cu care este indicat să lucreze maşina, a permis reducerea serioasă a timpilor ajutători de fixare şi refixare a piesei, de transport de la o *MU* la alta, ajungîndu-se la prelucrarea majoritară a piesei dintr-o singură fixare, ceea ce a mărit şi precizia şi capacitatea de producţie. Acest progres s-a reflectat sensibil şi în organizarea muncii din atelier, în necesarul de auxiliari, în folosirea mai eficientă a suprafeţelor de producţie. Efectele lor au asigurat un salt deosebit în componenţa timpului de prelucrare (aşchiere, fixări şi defixări, reglaje, transport, control etc.) schimbîndu-se (faţă de alte *MU*) raportul:

---

*) În l. rusă: „mnogoleţelevie-, mnogoperaţionie- sau combinirovanie; în l. germană: Bearbeitungszentrum; în l. engleză: „machining center", şi mai puţin „Workcenter"; în l. franceză: centre d'usinage.

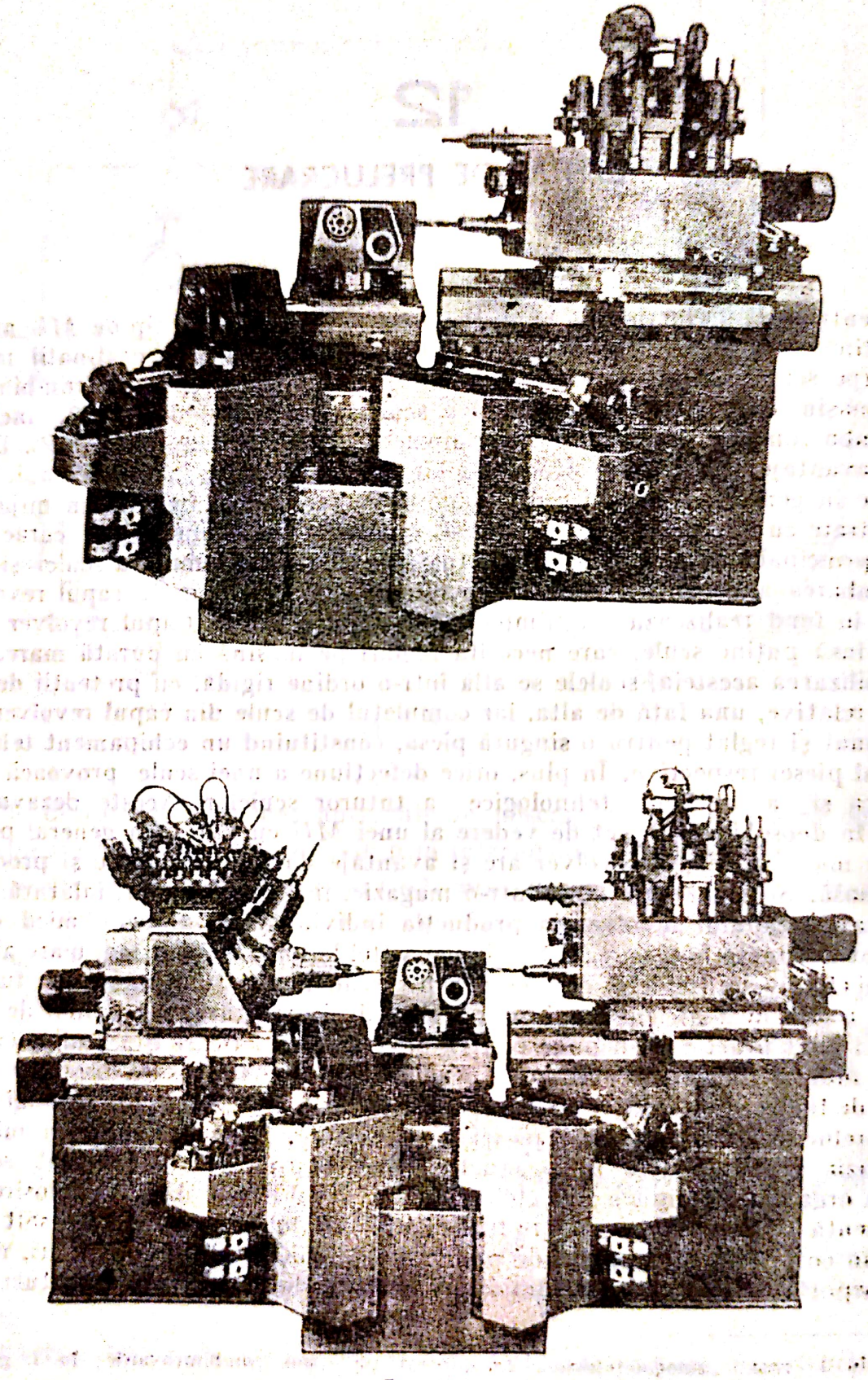


Fig. 12.1

Scanned with OKEN Scanner

$$\frac{\text{Timp de așchiere efectiv [min]}}{\text{Timp total de prelucrare [min]}} = \begin{cases} 0{,}18 \ldots 0{,}2 \text{ la } MU \text{ universale} \\ 0{,}5 \ldots 0{,}6 \text{ la } MU \text{ cu } CN \\ 0{,}8 \ldots 0{,}9 \text{ la } CP \end{cases} \quad (12.1)$$

Capacitatea de producție a unui *CP*, fiind de cca. 4 ... 10 ori mai mare ca a unei *MU* universale (fără *CN*, pentru serie mică și individuală), urmează că el poate înlocui minimum 4 de astfel de *MU*. Eficiența și precizia unui *CP* crește suplimentar prin introducerea la acestea a comenzii adaptive.

Construcția *CP* nu urmează decît în mică parte compunerea și subansamblele altor tipuri de *MU*, unele fiind total noi ca: magaziile de scule, manipulatoarele sau încărcătoarele de scule, mesele schimbabile. Cu acestea, compunerile și sistematizarea subansamblelor au ajuns la cele mai diferite forme, de la cea similară unui agregat, ca în figura 12.1, *a* și *b*, la cea portală inclusiv pentru sistemul de schimbare a sculei (fig. 12.2). De aceea este mai rațional ca *CP* să se clasifice după felul *VE* care efectuează mișcarea principală, adică:

— *CP* care susțin scula în arborele principal (*AP*);

— *CP* la care piesa este fixată în *AP*, iar scula pe suporți, port-cuțite, sănii etc. și execută numai avansuri.

Caracteristica principală a *CP* constînd în schimbarea automată a sculei, urmează că subansamblele vor diferi în construcția concretă pentru cele două grupe. *CP* au însă soluții specifice și în alte sisteme, inclusiv în acționări, dar cu deosebiri mai reduse.

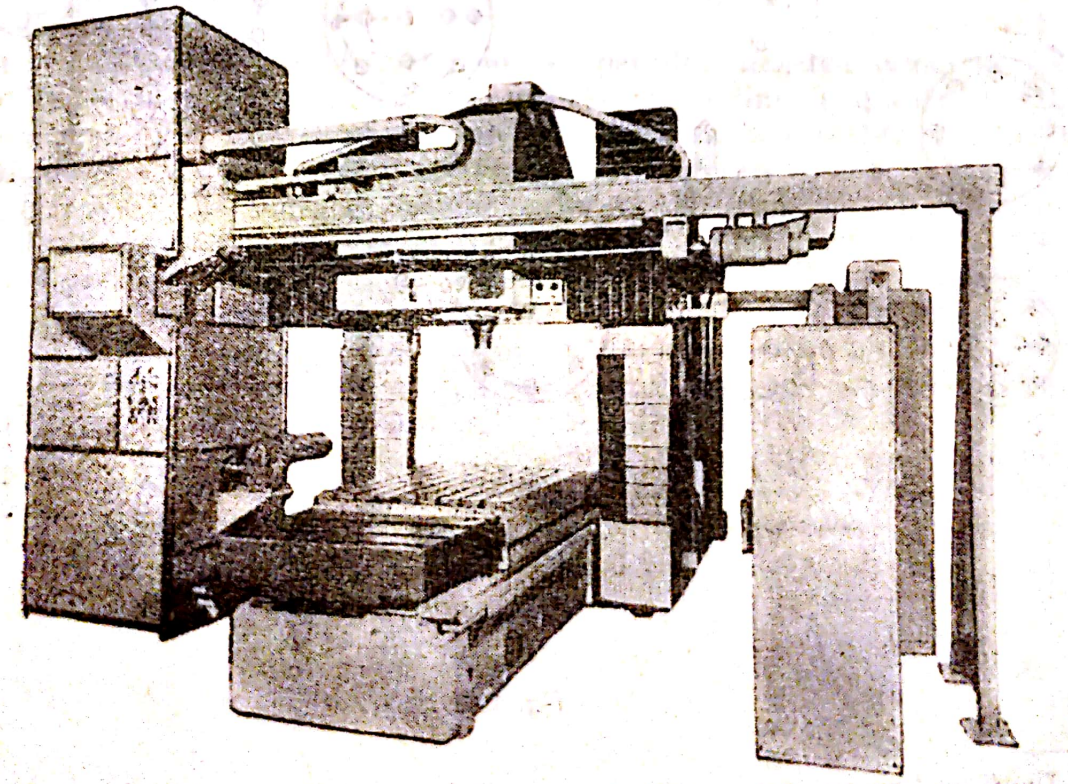


Fig. 12.2

Scanned with OKEN Scanner

12.1. Schimbarea automată a sculei

Sistemele cu această destinaţie sînt compuse în principal din: o magazie de scule, un transportor sau manipulator de scule, un încărcător şi comanda fazelor de schimbare. Ultimul introduce scula în locul de fixare. Cu o serie de deosebiri, aceste părţi se găsesc şi la *CP* cu scula în *AP* şi la *CP* cu scula fixată pe suporţi. *Indicatorul principal* al unui sistem de schimbare automată a sculei (*SAS*) constă în durata în [s] a opririi aşchierii pentru a se schimba scula. Această durată variază de la 30 ... 35*) s la 3 ... 6 s şi constituie o cifră de performanţă nu numai pentru *SAS*, ci pentru întreg *CP*.

12.1.1. Construcţia magaziilor de scule

Construcţia magaziilor de scule (*MGS*) este foarte diversă. Capacitatea variază de la 8 ... 9 scule la 90 ... 99 scule şi foarte rar depăşeşte 100 scule. Cele mai frecvente capacităţi sînt între 20 şi 40 scule, ceea ce satisface majoritatea caracteristicilor. Schemele principale mai frecvente în construcţii a magaziilor sînt redate în figura 12.3, construcţiile concrete fiind foarte diferite şi dependente de *SAS* şi de compunerea *CP*. Cele în formă de disc, ca în figurile 12.3, 12.7, 12.8 etc. sînt mai frecvente datorită simplităţii în rotire.

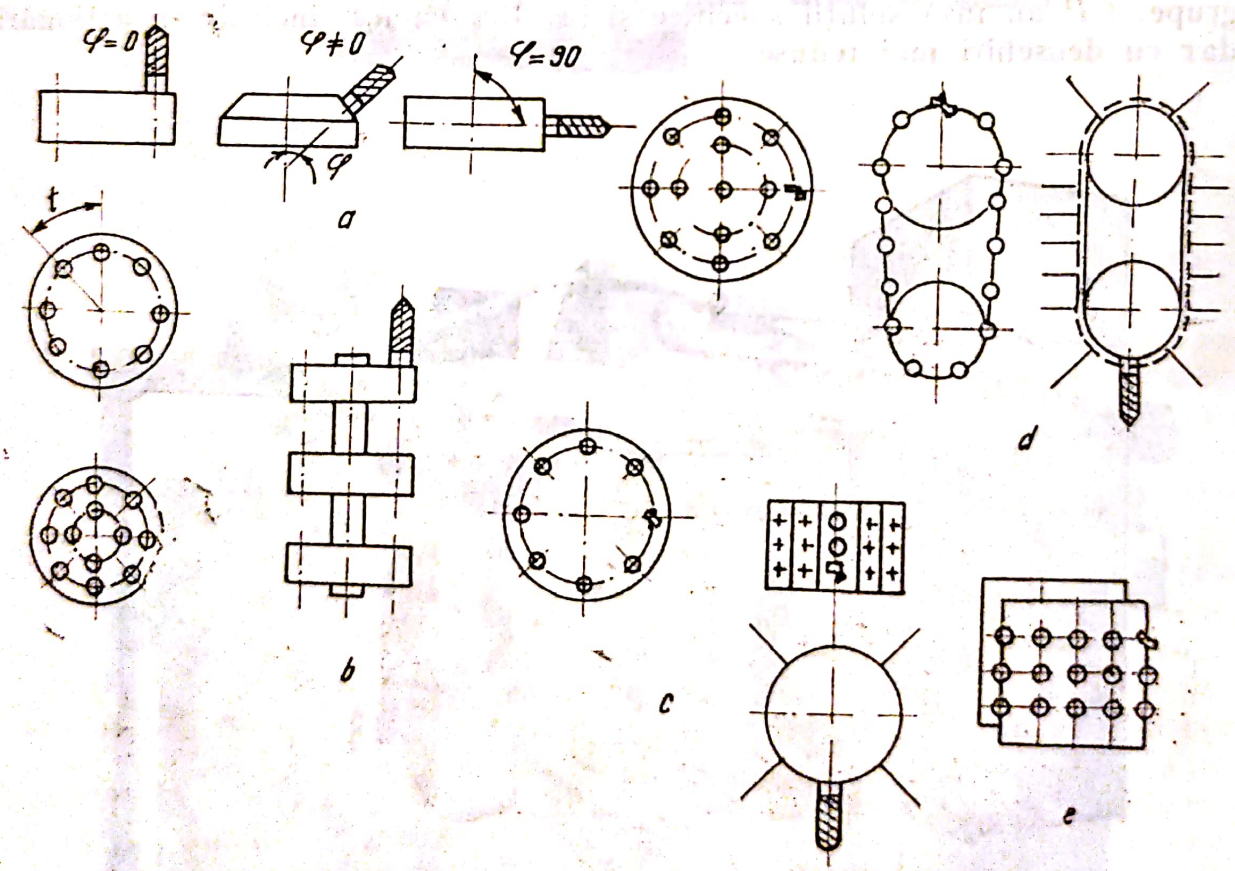


Fig. 12.3

* Timpii mari nu mai sînt precizaţi de producători şi ei aparţin *CP* constituite pe „maşini de bază" completate cu *SAS*.

Scanned with OKEN Scanner

Pe „disc" sculele se pot aşeza pe unul sau mai multe cercuri concentrice, pe o suprafaţă conică sau pe cea laterală (fig. 12.3, *a*). Pentru mărirea capacităţii s-au introdus formele cu „discuri etajate" ca în fig. 12.3, *b* şi fig. 12.15, care au avantajul că permit mişcarea de căutare a sculei numai la un disc şi nu la toată magazia. Se construiesc şi *MGS* în formă de tamburi verticali (fig. 12.3, *c*), pe lanţuri (fig. 12.3, *d*; 12.10; 12.14; 12.16), ca stelaje fixe (fig. 12.3, *e*), cele cu discuri şi cu lanţuri fiind însă de preferat.

Sculele se depozitează în *MGS* împreună cu „fixatorii", în care sînt reglate pentru a corespunde cotelor şi cu un anumit cod după care se identifică la căutarea în vederea schimbării. Fixatorii trebuie să permită schimbarea rapidă şi obţinerea unei precizii bune la cotă (conuri cu unghiuri mai mari, de ex. 7:24), deci sînt fără unghiuri de autofrînare.

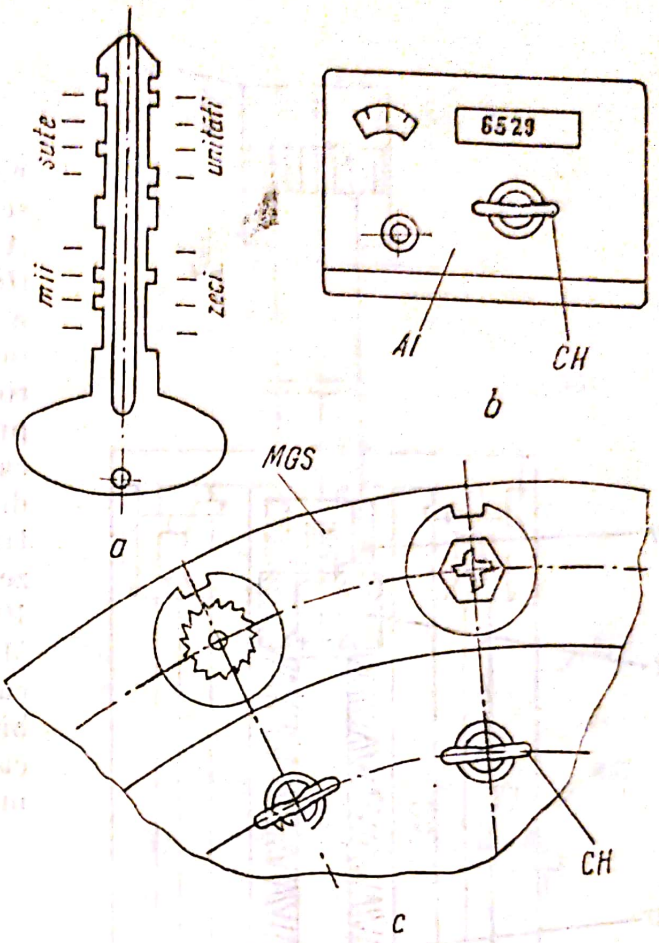


Fig. 12.4

Codificarea sculelor în *MGS* trebuie să permită alegerea oricăreia fără nici o condiţie de succesiune, număr de utilizări sau ordine de aşezare în *MGS* şi totodată să ofere siguranţă maximă în a alege scula corectă, deoarece o greşeală de scule poate provoca defecţiuni grave. Codul sculei în serie se înscrie în programul *CP*, respectiv pe banda perforată, *CP* fiind cu *CN*. Alegerea sculei are loc pe baza coincidenţei codului de pe program cu cel din *MGS*, după care scula intră în ciclul de schimbare. Sînt utilizate cîteva soluţii de codificare. Una constă în existenţa sau lipsa unor inele (la fixatori cu conuri), în locuri stabilite. Inelele, făcînd anumite contacte identifică numărul sculei, care este căutat la pregătirea schimbării. Soluţia impune însă respectarea riguroasă a locului sculei în *MGS*, ceea ce dă posibilitate unor erori. Mai avantajoasă este codificarea cu ajutorul „cheilor de cod". Pentru aceasta la prereglarea fiecărei scule în fixator se execută (sau se atribuie) o cheie, pe care este codificat numărul sculei stabilit prin planul de operaţie pe *CP* şi care se marchează şi pe cheie. Un exemplu este în figura 12.4, *a* (cu codul 1248). Cheia codificată şi scula prereglată în fixator nu se mai despart. Pentru siguranţă codul se verifică la un aparat special (fig. 12.4, *b*), după care scula şi cheia pot fi montate în orice lăcaş al *MGS*. La montare cheia *CH* se introduce în „lacătul" prevăzut al magaziei (fig. 12.4, *c*) şi astfel lăcaşul ia codul cheii şi deci al sculei şi conform căruia se va alege scula. Deşi *SAS* actuale aleg şi pregătesc scula în timpul aşchierii, este avantajos ca timpul respectiv să fie cît mai scurt, pentru a se epuiza şi la fazele scurte.

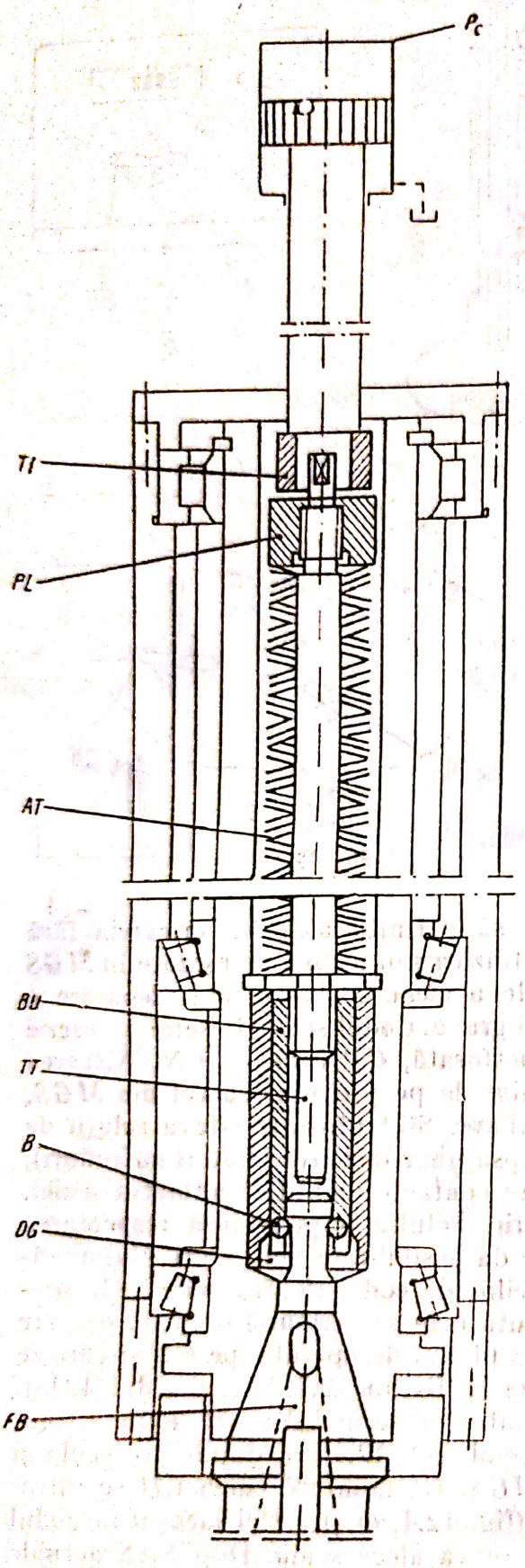


Fig. 12.5

12.1.2. Manipulatoarele și încărcătoarele

Manipulatoarele și încărcătoarele au rolul de a efectua manevrarea sculei din *MGS* în locul de fixare (în *AP* sau pe suporți). La multe *CP* (fig. 12.8; 12.10; 12.11; 12.12; 12.15) un singur manipulator efectuează întreaga manevră, în timpul așchierii și scula trece în poziție de lucru prin alt mijloc: un încărcător sau cap cu *APC*, bipozițional. La *CP* din figura 12.9, manipulatorul simetric, cu 2 capete de prindere realizează manevra completă în maximum 10 secunde cu oprire din așchiere. Mișcările manipulatoarelor și încărcătoarelor se realizează de regulă hidrostatic, cu soluțiile pentru mișcări periodice, multiplicate pe mai multe direcții.

12.1.3. Construcția sistemelor automate de schimbare a sculei

Construcția *SAS* depinde în mare măsură de felul *CP*. Cele mai numeroase sînt centrele cu scula în *AP*. La acestea acționează în unul din următoarele moduri: schimbă întregul *APC*. — numai scula, — și scula și *APC*.

Schimbarea *APC* se face cu un cap revolver cu *AP* sau scoțînd *APC*. Capul revolver are capacitate mică, obligă la arbori scurți, are precizie redusă. Acest cap nu trebuie confundat cu capul revolver avînd scule fixe, care are altă destinație. Schimbarea numai a *APC*, afectează precizia, complică *MGS* și ridică costul echipamentului de schimb. Aceste dezavantaje apărute în timp

Scanned with OKEN Scanner

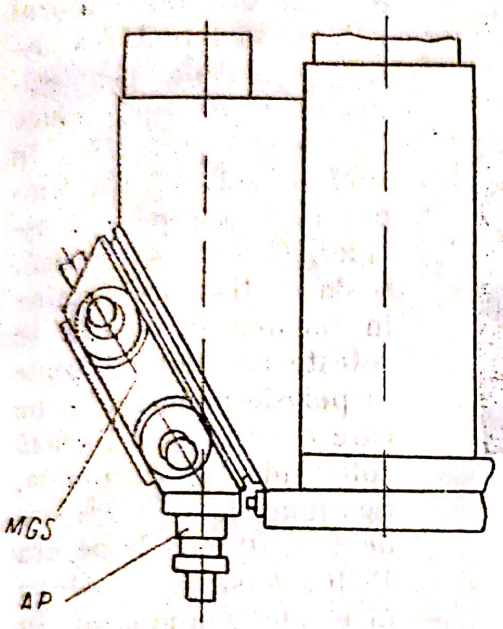


Fig. 12.6

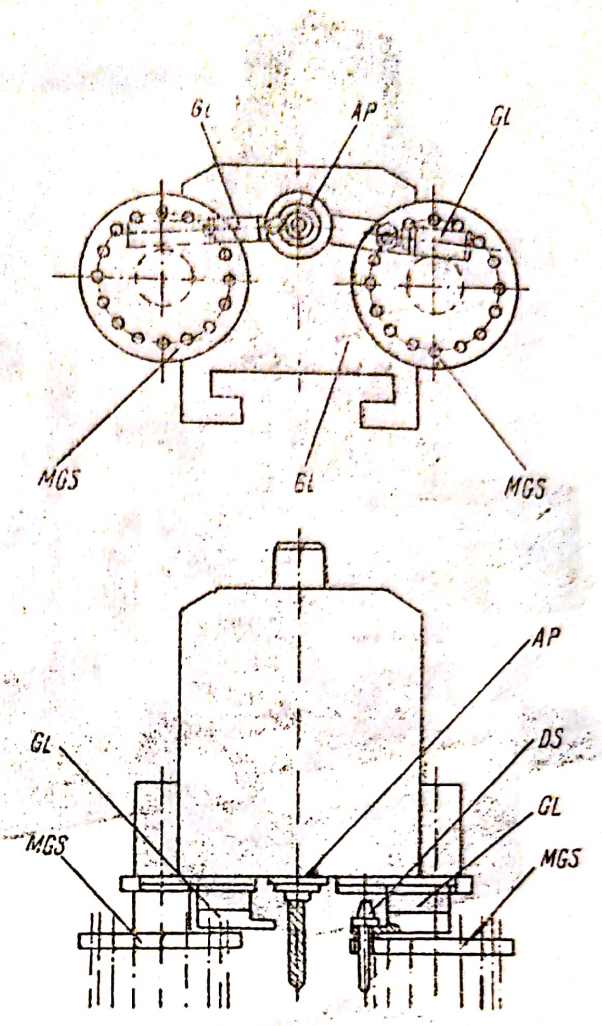


Fig. 12.7

datorită noilor *SAS* (soluțiile rămîn avantajoase față de *MU* cu *CN*, deci fără *SAS*), au impus schimbarea numai a sculei la noile modele de *CP*.

Schimbarea numai a sculei necesită fixarea și defixarea sa automată, rapidă și sigură din *AP*, în condițiile unui gabarit minim (elementul trebuie plasat în alezajul *AP*). Schița de construcție a unui element de prindere a sculei în *AP* este în figura 12.5. Forța de prindere a sculei se obține de la arcurile taler *AT*, iar desprinderea prin comprimarea acestora cu forța hidrostatică a presiunii p_c, apăsîndu-se prin tija *TI* și piulița *PL* și tija *TT*. Cu tija *TT* se împinge și bucșa care conduce bilele *B* scoțîndu-le în degajarea *DG*, ceea ce eliberează conul fixatorului *FB* al sculei. La prindere arcurile *AT* trag tija *TT* și bilele intrînd în alezaj trag conul. Astfel de elemente sau cu alte soluții, funcționează cu diferite *SAS*.

Sculele trebuind introduse în *AP* (la această grupă de *CP*), construcția *SAS* depinde mult de dispunerea *MGS*. O dispunere pe păpușa *AP* poate elimina transportul sau manipulatorul. Un exemplu se vede în figura 12.6, la *CP* din figurile 12.1, 12.7, 12.9, 12.11, datorită plasării *MGS* pe păpușa *AP*, este suficient un singur manipulator, iar la dispunerea în jurul *AP* nici acesta nu este necesar, însă se aglomerează zona *AP* și capacitatea scade. Unele modele au 2 *MGS* lîngă *AP* (fig. 12.7). La ele un manipulator glisant *GL* transportă scula între *MGS* și axa *AP* și acesta o preia la coborîrea pinolei. Scula se susține în manipulator cu un semidisc *DS*.

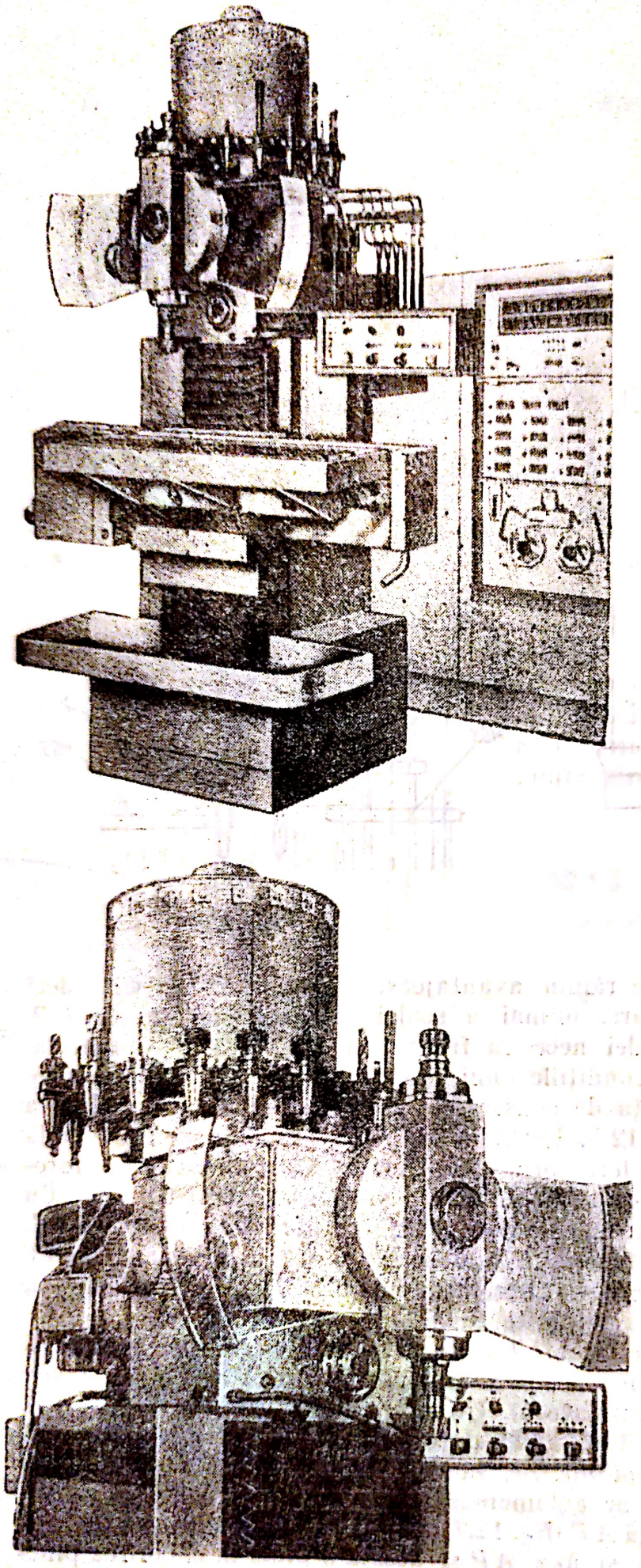


Fig. 12.8

Dispunerea *MGS* pe montant ușurează păpușa *AP*, dar introduce obligatoriu manipulatorul *MP* (fig. 12.10) și un element de introducere rapidă în *AP*: încărcătorul *IN*. Ultimul este fixat pe păpușa *PA* a *AP* având o poziție coaxială cu *AP*. Manipulatorul *MP* scoate scula folosită din încărcătorul *IN*, o duce în *MGS*, așteaptă să aleagă pe următoarea, o preia și o aduce în încărcătorul *IN*, în timpul așchierii. În timpul de întrerupere a așchierii, *AP* se ridică, scula cu fixatorul rămîne în încărcător, acesta se rotește cu 180° și pune în poziție noua sculă, pe care o preia și o fixează coborînd *AP* cu pinola. Se ajunge la o întrerupere de 5 ... 10 sec. În figura 12.10, *b* se văd cîteva faze ale schimbării. În același mod lucrează și încărcătorul *CP* din figura 12.11, *a* a cărui faze de încărcare de către manipulator se văd în figura 11, *b*, cu deosebirea că aici încărcătorul are 4 poziții, deci parcurge mai repede cele 90°.

Al treilea mod în care acționează *SAS* — schimbînd și scula și *AP* — se bazează pe o păpușă a *AP* care are principiul încărcătorului bipozițional, adică are 2 *APC*, montați în carcasa păpușii cu capetele la 180°, iar păpușa are 2 poziții, punînd succesiv în acțiune fiecare *AP*. În timp ce un *AP* cu scula lucrează, se schimbă a doua sculă și

Scanned with OKEN Scanner

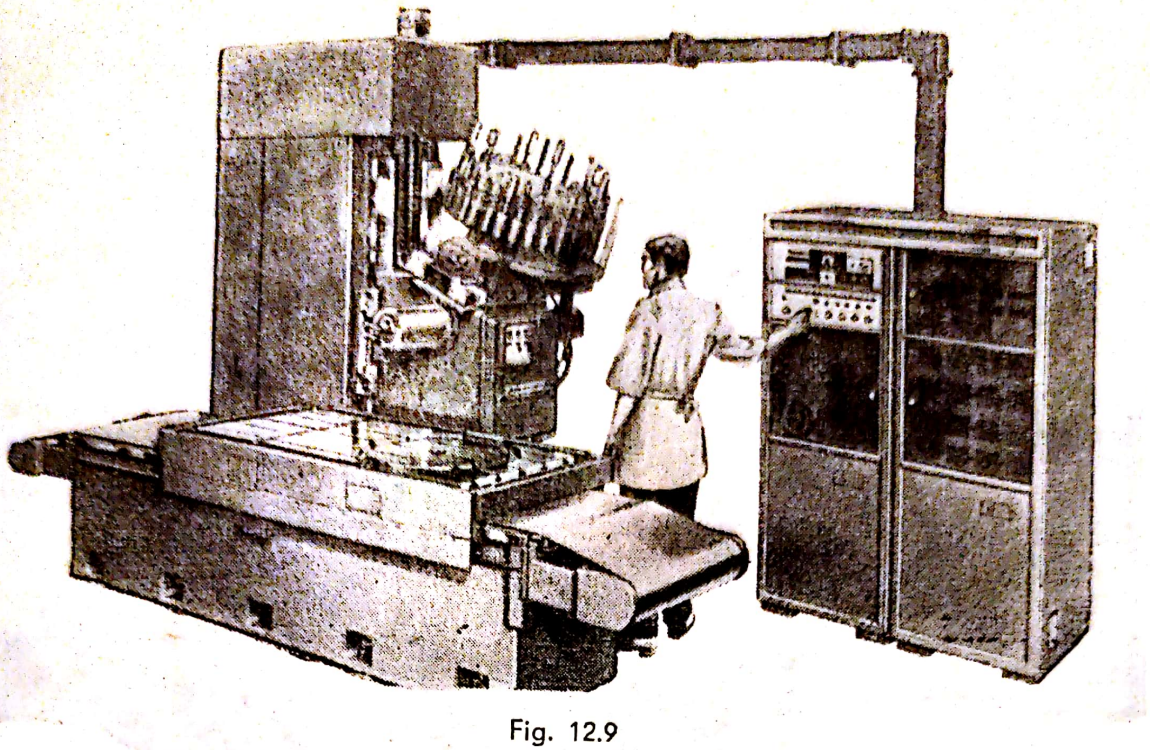


Fig. 12.9

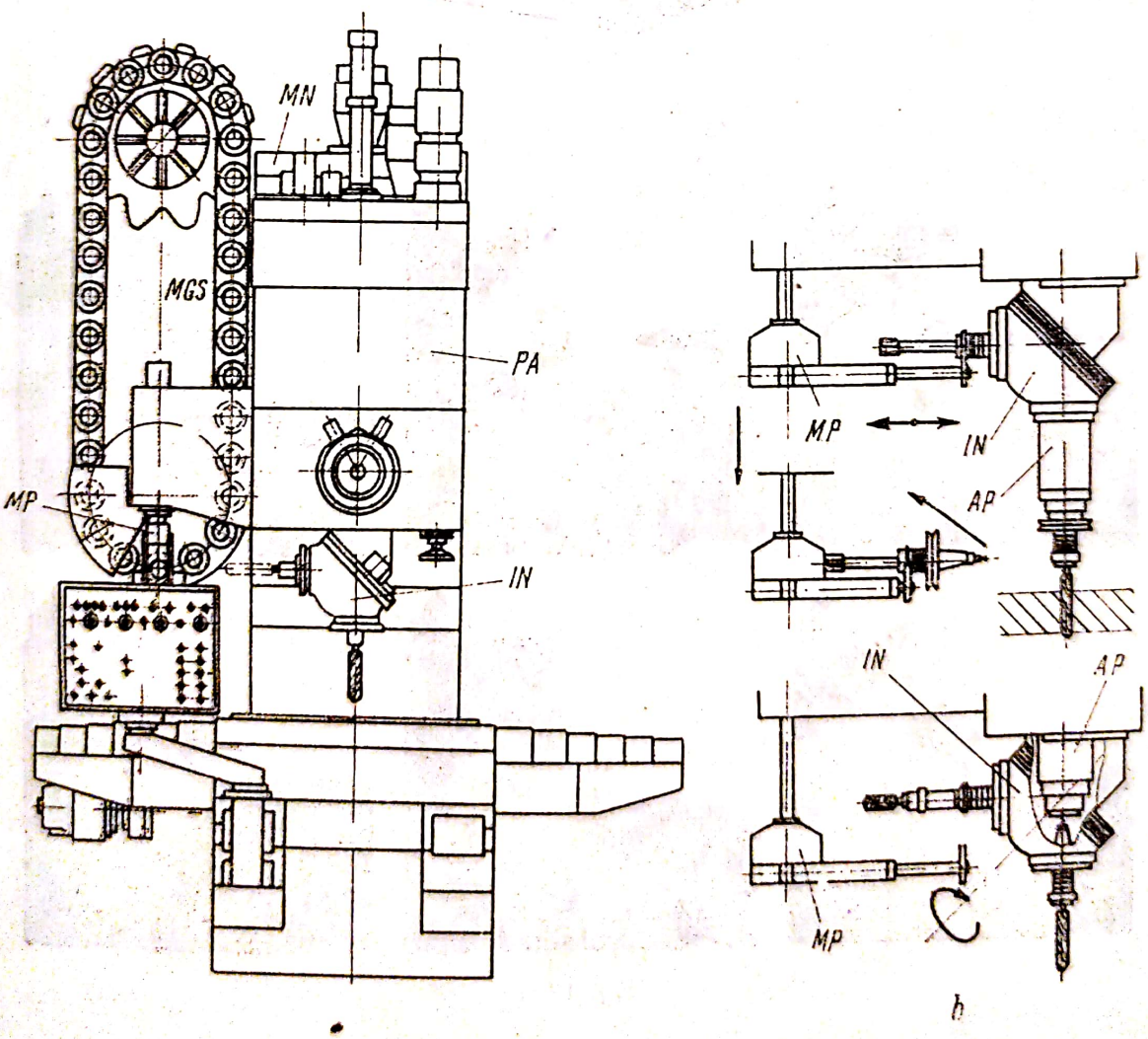


Fig. 12.10

Scanned with OKEN Scanner

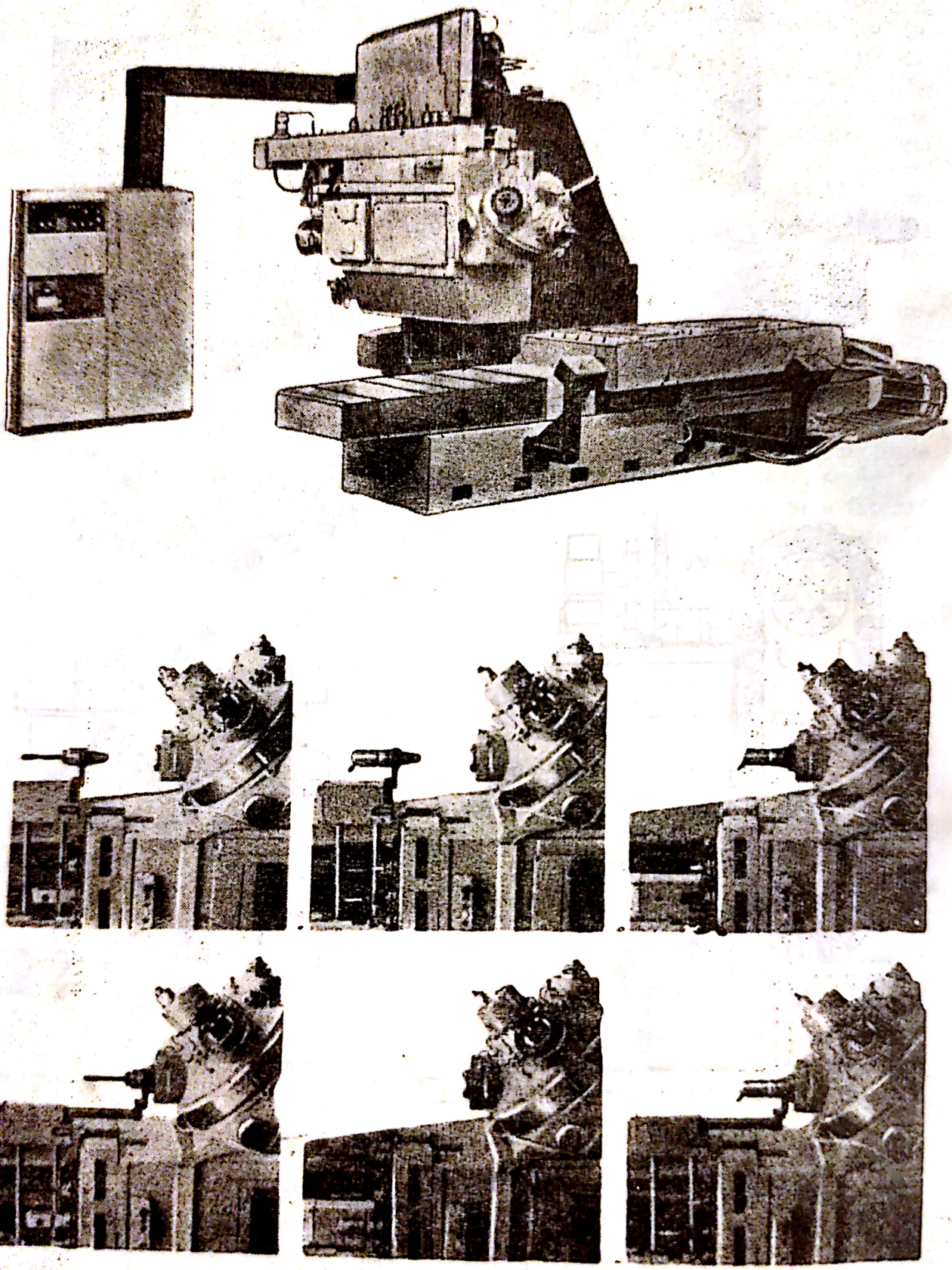


Fig. 12.11

Scanned with OKEN Scanner

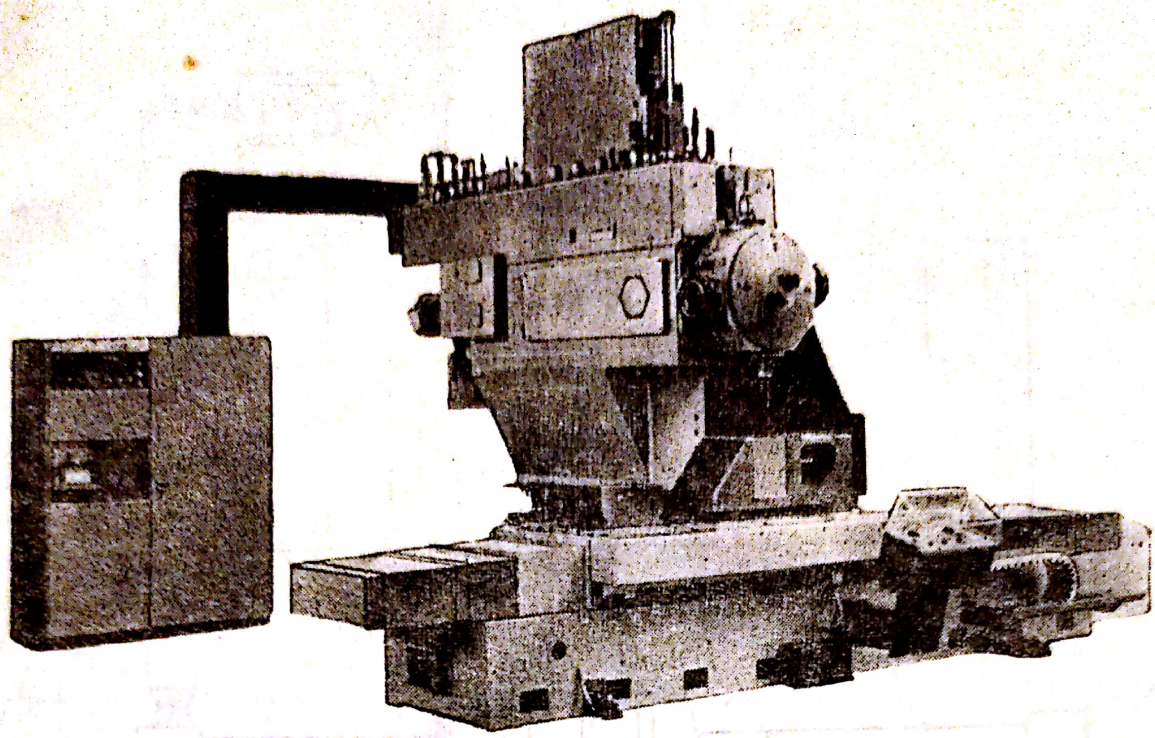


Fig. 12.12

se fixează în al doilea arbore. Întreruperea din aşchiere este numai pentru a roti cu 180° păpuşa *AP*. Se obţine astfel performanţa maximă, respectiv 3 secunde. În figura 12.15 este redată vederea generală a unui astfel de *CP*, iar în figura 12.12 o fotografie a altui *CP*, cu păpuşa *AP* în formă de disc. *SAS* cu acţiune combinată, permite construcţia corespunzătoare a *APC* şi performanţe maxime.

SAS la *CP* cu scula fixată pe suporţi este întrucîtva mai dificilă şi întreruperea din aşchiere este mai mare. Sînt mult mai puţin răspîndite. În figura 12.17 se dă vederea simplificată a unui astfel de *CP*, la care *MGS* este plasată de partea opusă a batiului, iar manipulatorul *MN* în partea superioară.

12.2. Schimbarea automată a piesei (SAP)

Deoarece în ciclul de lucru a *CP*, schimbarea piesei ocupa un procent sensibil, s-a introdus schimbarea automată a acesteia, ceea ce se realizează prin introducerea unei mese suplimentare de fixare a piesei sau a unei mese duble. Astfel la *CP* din figura 12.13 (produs în *RDG*) fixarea piesei se face în dispozitiv pe masa rotativă „de încărcare" *MR*, în poziţia exterioară a acesteia şi în timpul aşchierii. La schimbarea piesei, masa *MR* se roteşte şi introduce noua piesă pe masa maşinii. Aproximativ în acelaşi mod se procedează şi la *CP* din figura 12.16 (al firmei Oerlikon), la care piesa se aşază pe masa *MAP* în timp ce una se prelucrează pe masa rotitoare schimbabilă. La finele ciclului, masa *MRS* vine la stînga, este scoasă partea cu piesa, se reinstalează noua piesă şi cea prelucrată trece în poziţia de aşezare şi scoatere *MAP*.

Mai simplă şi mai rapidă este masa dublă, ce se vede la *CP* din figura 12.15 (al firmei Hüller) ca şi la *CP* din figura 12.14 (al firmei Kearney Trec-

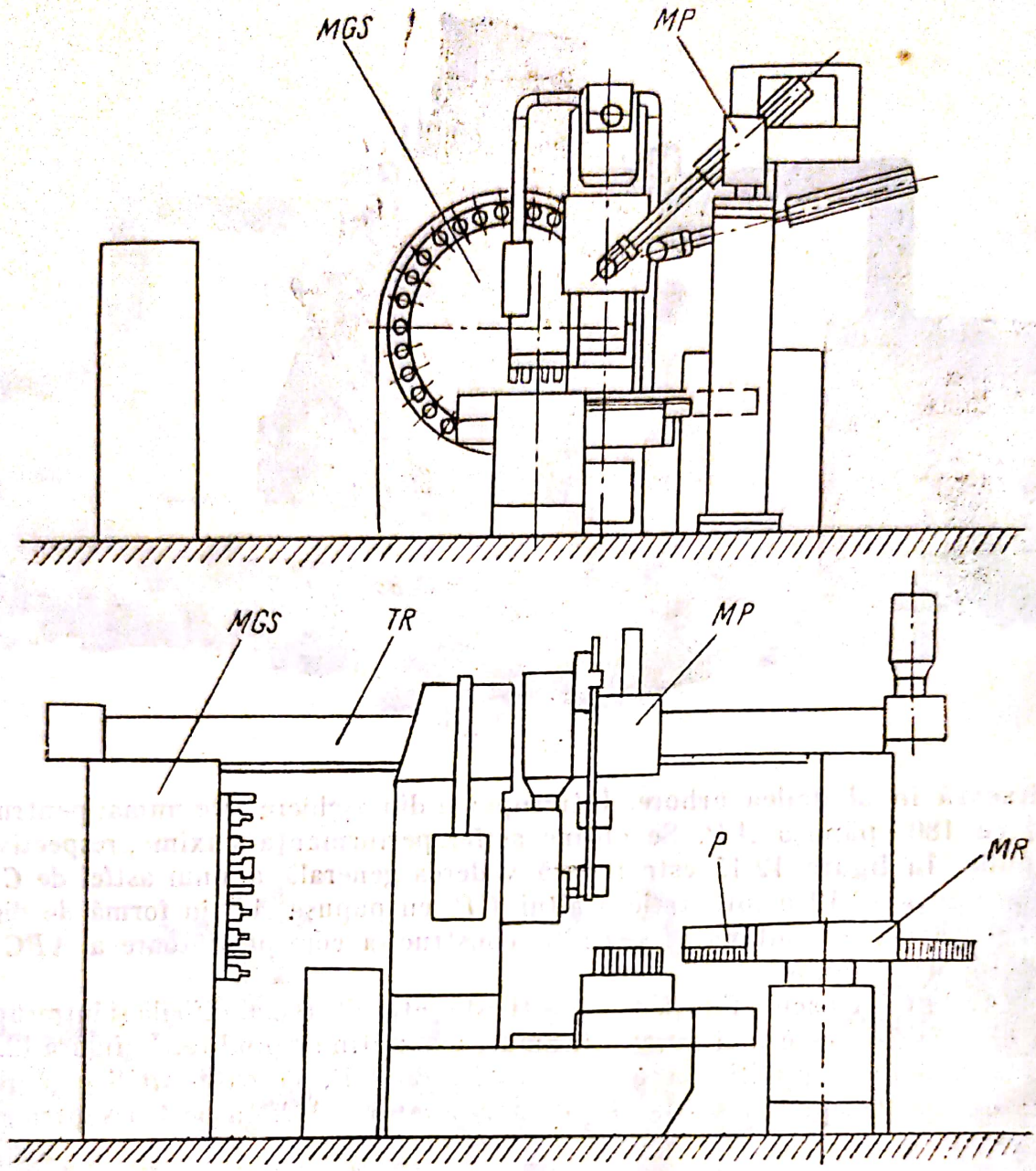


Fig. 12.13

ker din SUA). În timp ce piesa de pe o masă rotitoare *MRS* se prelucrează, pe a doua se instalează piesa următoare. Mişcările însă a mesei de bază deranjează lucrările de scoatere şi fixare. Astfel de *CP*, cu *SAS* şi *SAP* realizează rapoartele (12.1) la valori maxime şi totodată eficienţa cea mai ridicată.

12.3. Acţionările şi comenzile centrelor de prelucrare

Dată fiind necesitatea de a utiliza la maximum fondul de timp la *CP*, acestea sînt construite cu acţionări avînd comandă automată. Pentru mişcarea principală se utilizează acţionări continue electrice, cu grupe succesoare mecanice, dar sînt şi suficiente acţionări în trepte cu *EMAT*. Se utilizează şi construcţii cu variatoare mecanice şi cu hidromotoare rotative.

Scanned with OKEN Scanner

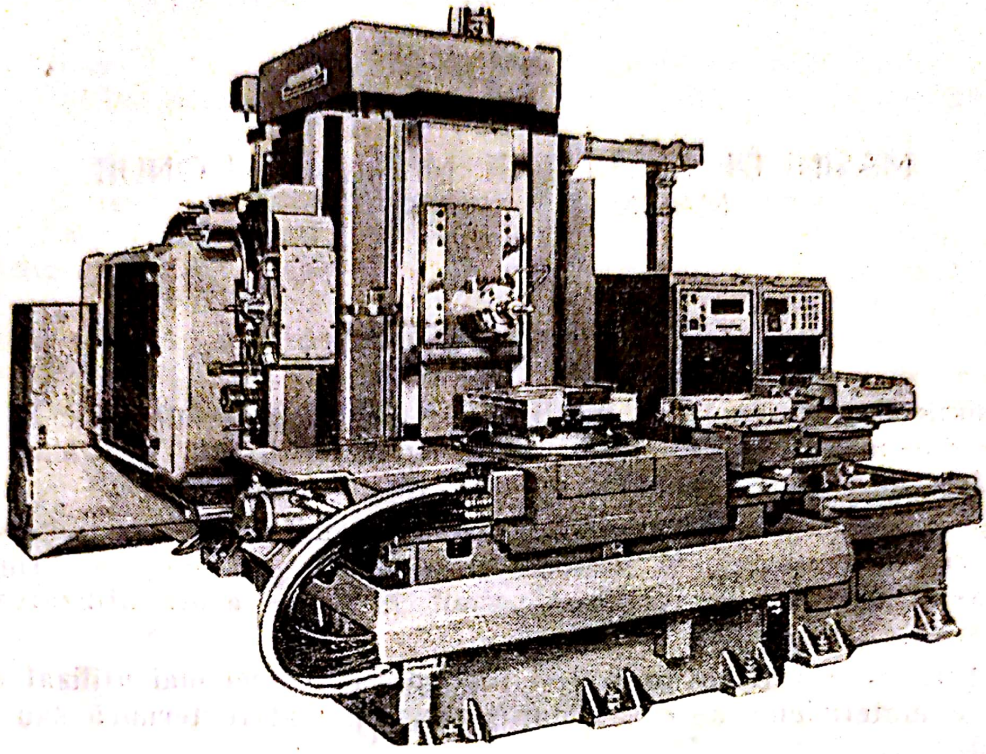


Fig. 12.14

Pentru avansuri predomină absolut acționările continue electrice, cu *EMCC* și hidrostatice cu hidromotoare rotative, și unele și altele cuplate direct la șuruburi. Vitezele rapide ating 10 m/min, preciziile de poziționare 0,003 μm.

Comenzile la *CP* sînt exclusiv numerice pentru cote și secvențiale (pe bandă) pentru regimul de așchiere și alte faze ca: schimbare de piesă, de scule, etc. *CN* sînt din ce în ce mai mult de conturare (*NCC*) și computerizate (*CNC*). În ultimul timp au apărut și *CP* cu dublu panou *CN*, adică în timp ce se execută un ciclu, cu un program, se poate înregistra un alt ciclu la al doilea panou.

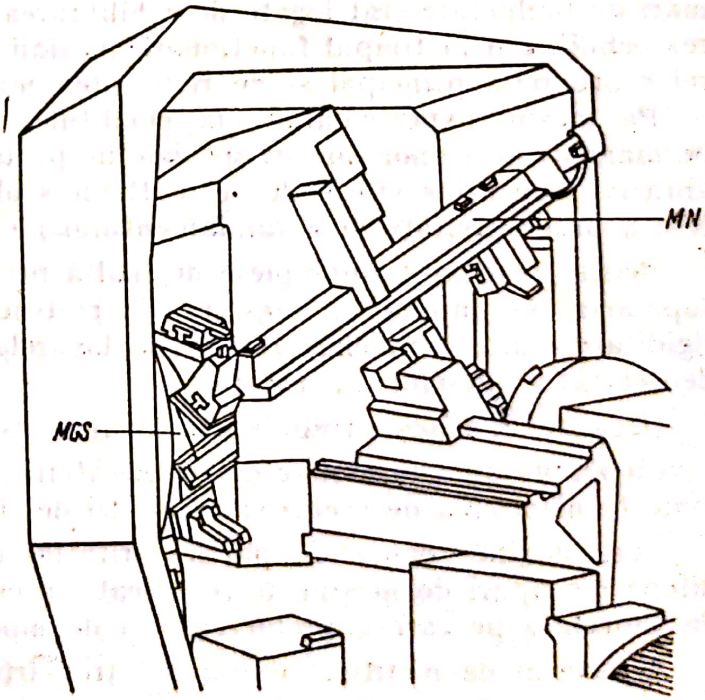


Fig. 12.17

Prin posibilitățile lor multiple *CP* au cea mai mare perspectivă între *MU* destinate producției de serie mică și individuală și mai ales pentru piese complexe de tipul carcaselor.

Scanned with OKEN Scanner

13

MAȘINI DE RECTIFICAT. MAȘINI DE HONUIT. MAȘINI DE SUPERFINISAT

13.1. Mașini de rectificat

Mașinile de rectificat sînt destinate prelucrării unor suprafețe de înaltă precizie dimensională și de formă și de o rugozitate scăzută, rectificarea constituind în majoritatea cazurilor operația finală de prelucrare.

Progresele înregistrate în obținerea unor semifabricate cu adaosuri de prelucrare mici, precum și îmbunătățirile aduse prin creșterea rigidității și a puterii mașinilor de rectificat permit, în unele cazuri, utilizarea rectificării ca operație unică.

Rectificarea constituie în același timp procedeul cel mai utilizat de prelucrare a materialelor dure sau durificate prin tratare termică sau termochimică.

Vitezele de așchiere uzuale sînt de cca 25—50 m/s, limitele superioare fiind în prezent în tendință de creștere. Dificultățile în realizarea unor viteze mari de prelucrare sînt legate de echilibrarea corpurilor abrazive, de păstrarea echilibrării în timpul funcționării mașinii, precum și de construcția lagărelor arborelui principal și de rigiditatea mașinii în general.

Pe mașini experimentale, în condițiile unei echilibrări foarte bune și permanente și a unor măsuri speciale de protecție în cazul spargerii corpului abraziv, s-au atins viteze de peste 100 m/s obținîndu-se o substanțială creștere a productivității și a randamentului de utilizare a sculei.

Pentru realizarea unor piese de înaltă precizie și cu suprafețe de calitate superioară se impune ca mașinile de rectificat să se caracterizeze printr-o rigiditate mare, o precizie ridicată a lagărelor și ghidajelor și o echilibrare deosebită a pieselor în rotație.

Organele în mișcare trebuie să aibă un mers uniform și liniștit, fără vibrații.

La amplasarea mașinilor de rectificat în secțiile productive trebuie să se evite transmiterea de șocuri sau vibrații de la alte utilaje din apropiere.

Fără a ține seama de particularitățile constructive și funcționale ale diferitelor tipuri de mașini de rectificat, acestea pot fi clasificate în funcție de suprafața pe care o prelucrează și de modul de prelucrare în:

— mașini de rectificat exterior între vîrfuri;
— mașini de rectificat fără vîrfuri (centreless);
— mașini de rectificat interior;
— mașini de rectificat plan;
— mașini de rectificat speciale (pentru prelucrarea roților dințate, a filetelor, a canelurilor, a camelor, a găurilor de centrare, a arborilor cotiți, a șabloanelor etc.).

Scanned with OKEN Scanner

13.1.1. Mașini de rectificat exterior între vîrfuri

Mașinile de rectificat rotund exterior cu prinderea piesei între vîrfuri sau în mandrină permit prelucrarea suprafețelor cilindrice, conice sau profilate.

Rectificarea se poate executa cu avans longitudinal, în cazul pieselor cu suprafețe de rectificat lungi (rectificare de trecere, fig. 13.1, *a*), sau numai cu avans transversal la piesele la care lungimea suprafeței de lucru nu depășește lățimea discului abraziv (rectificare de pătrundere), figura 13.1, *b*.

Prin rectificare de pătrundere pot fi prelucrate și suprafețele profilate, după ce în prealabil s-a imprimat profilul pe discul abraziv (fig. 13.1, *c*).

Construcția mașinilor de rectificat rotund exterior și modul de realizare a mișcărilor de lucru sînt prezentate în figura 13.2.

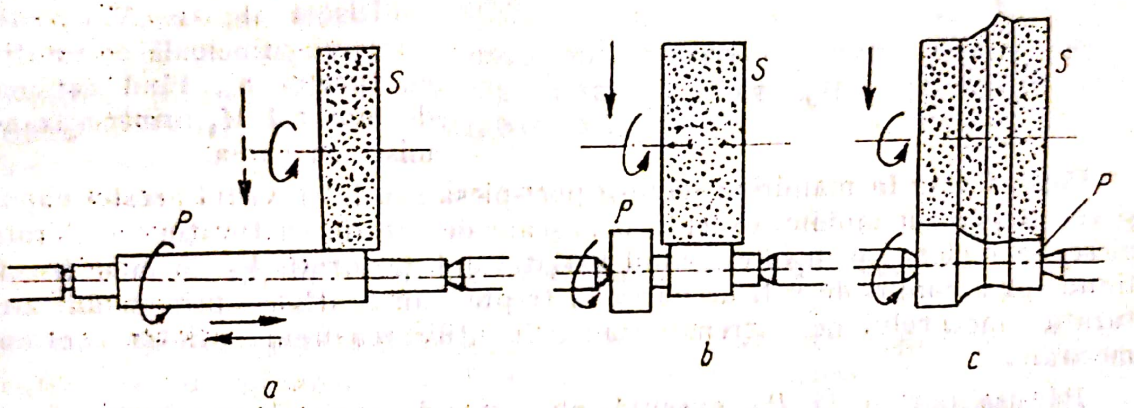


Fig. 13.1

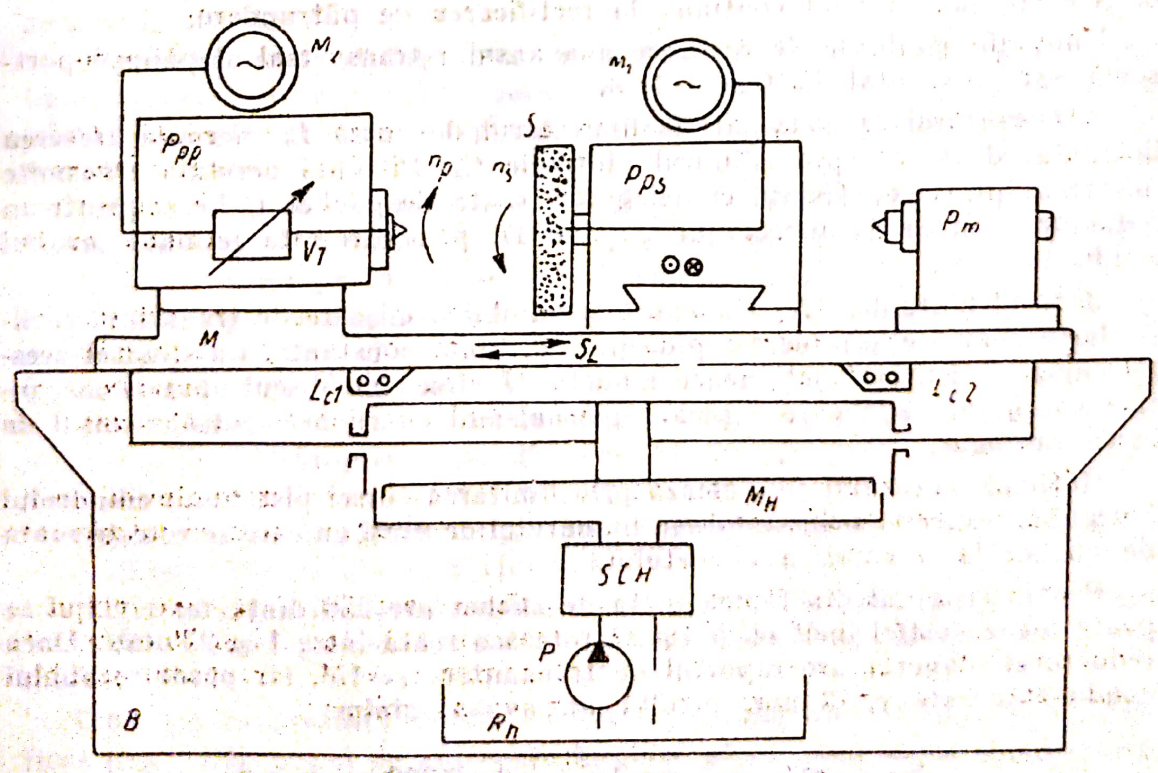


Fig. 13.2

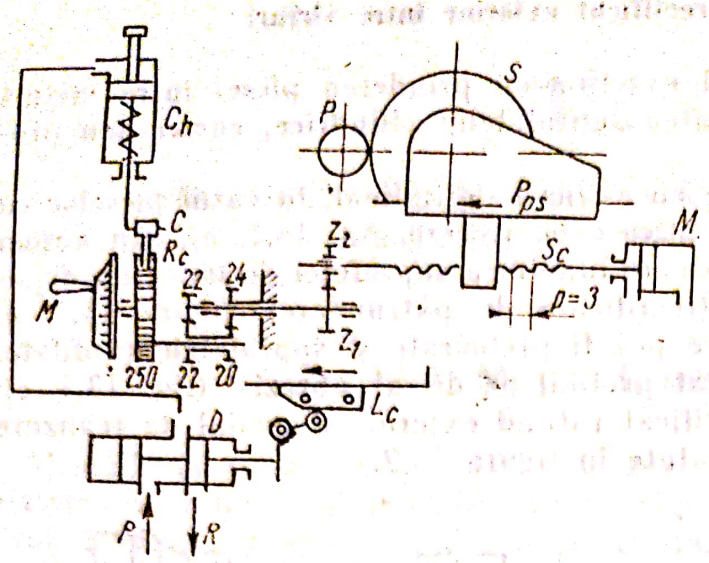


Fig. 13.3

Mașina dispune de un batiu rigid B prevăzut în partea superioară cu ghidaje longitudinale, pe care se deplasează masa M. Pe masă sînt montate păpușa port-piesă P_{pp} și păpușa mobilă P_m, ale căror vîrfuri susțin piesa.

Partea posterioară a batiului este prevăzută cu ghidaje transversale, pe care se deplasează păpușa port-piatră P_{ps}.

Discul abraziv S execută mișcarea principală de rotație, cu turația n_s, fiind acționat de motorul M_1 printr-o transmisie cu curea.

Piesa fixată în mandrina păpușii port-piesă sau între vîrful acestei păpuși și cel al păpușii mobile execută o mișcare de rotație cu turația n_p. Turația piesei se reglează prin intermediul variatorului de turații V_T în mod discontinuu, prin conuri de roți de curea în trepte, sau continuu, prin modificarea turației motorului de antrenare sau prin utilizarea unui variator continuu mecanic.

Păpușa port-sculă P_{ps} execută mișcarea de avans transversal, mișcare ce se produce în mod intermitent, la capetele de cursă, în cazul rectificării de trecere sau în mod continuu la rectificarea de pătrundere.

Unul din modurile de realizare a avansului transversal al păpușii port-sculă este prezentat în figura 13.3.

Distribuitorul D, acționat de limitatorul de cursă L_c, permite trecerea lichidului de lucru spre cilindrul hidraulic C_h. Pistonul acestuia transmite mișcarea, prin mecanismul cu clichet și roată de clichet C-Rc și printr-un reductor planetar, la angrenajul z_1/z_2 (1 : 1), prin care este acționat șurubul conducător S_c.

Motorul hidraulic M_h transmite șurubului o mișcare de translație, realizîndu-se cursa de apropiere rapidă pe o distanță constantă. La sfîrșitul acestei curse, muncitorul acționează maneta M pînă cînd discul abraziv ia contact cu piesa, după care cuplează mecanismul cu clichet, adică avansul de lucru automat.

Mărimea avansului se reglează prin limitarea cursei pistonului cilindrului hidraulic, respectiv prin stabilirea numărului de dinți cu care se rotește roata de clichet la o cursă a clichetului.

Pentru sistemul din figură roata de clichet are 250 dinți, iar reglajul se poate realiza astfel încît clichetul să rotească roata între 1 și 25 dinți. Dacă reductorul planetar are raportul de transmitere $i=1/6$, iar pasul șurubului conducător este $p=3$ mm, rezultă un avans minim:

$$S_{t\ min}=q_{c\ min}\frac{1}{z_c}ip=1\frac{1}{250}\frac{1}{6}3=0{,}002 \text{ mm/cursă.}$$

Scanned with OKEN Scanner

La acționarea manuală a avansului de la maneta M, unei rotații complete îi corespunde $q_c = z_t = 250$ dinți ai roții de clichet, deci o deplasare a păpușii port-sculă cu 0,5 mm. Gradînd tamburul în 10 părți, unei diviziuni de pe tambur îi corespunde o deplasare a păpușii portsculă cu 0,005 mm.

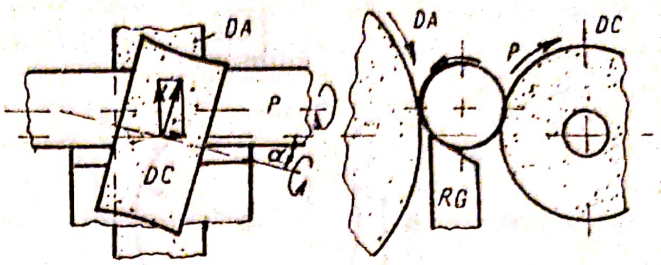


Fig. 13.4

Avansul longitudinal al mesei mașinii este acționat pe cale hidraulică cu ajutorul motorului M_H (v. fig. 13.2) alimentat de la pompa P prin sistemul de comandă hidraulică SCH.

Mașinile de rectificat universale sînt constructiv asemănătoare celor de rectificat rotund exterior. Ele sînt dotate în plus cu o broșă pentru rectificarea interioară, care poate fi rabătută în poziția de lucru, fiind montată pe un suport oscilant.

13.1.2. Mașini de rectificat rotund fără vîrfuri

Rectificarea fără vîrfuri permite prelucrarea unor suprafețe cilindrice exterioare prin așezarea piesei P între două discuri abrazive DA și DC, dintre care primul realizează rectificarea, iar cel de al doilea, de o granulație mai fină și avînd o turație mai joasă, antrenează piesa susținută de rigla de reazem RG (fig. 13.4).

Procedeul are o productivitate ridicată datorită reducerii timpului auxiliar (prinderea și desprinderea piesei nu mai este necesară) și datorită posibilității de aplicare a unor regimuri intensive, chiar și la piese de rigiditate scăzută, lipsind pericolul de încovoiere.

Modul de lucru obișnuit este cel cu avans longitudinal al piesei. Prin înclinarea discului de antrenare cu 1° ... 6° față de axa discului de rectificare se obține avansul piesei pe direcția propriei ei axe.

Pentru a păstra paralelismul între axa piesei și cea a discului de rectificare, este necesar ca discul de antrenare să aibă forma unui hiperboloid, astfel încît, înclinat fiind, să ia contact pe întreaga lungime cu suprafața piesei. Profilarea discului de antrenare se realizează prin diamantare, poziția diamantului, fiind în funcție de poziția piesei de rectificat în timpul prelucrării (fig. 13.5).

Practic h se alege 0,15 ... 0,25 din diametrul piesei, fără a depăși însă 10 ... 12 mm, pentru evitarea vibrațiilor.

La rectificarea de trecere, piesa iese treptat din zona de lucru, cedînd locul alteia. Dacă piesele sînt scurte, în zona de lucru se găsesc simultan mai multe piese.

Cînd piesele prezintă capete cu diametrul mai mare decît cel de rectificat (fig. 13.6), discul de antrenare împinge piesa, pînă la un opritor, după care aceasta este extrasă manual sau mecanic dintre discuri.

Scanned with OKEN Scanner

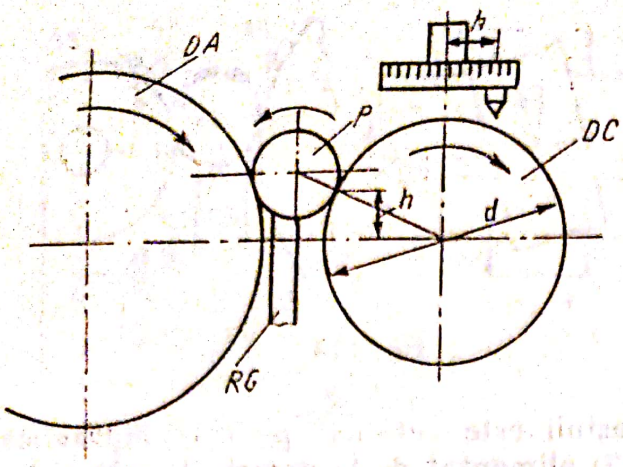


Fig. 13.5

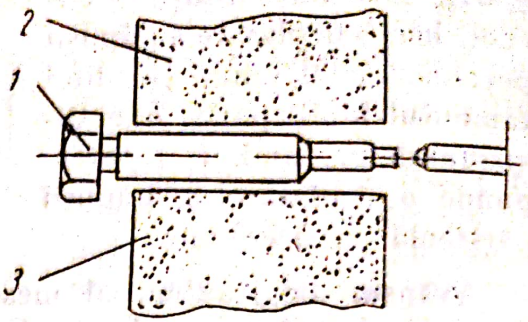


Fig. 13.6

Piesele care, datorită formei lor, nu pot fi prelucrate cu avans longitudinal (de exemplu cele cu suprafața de rectificat profilată) se introduc între discuri prin partea superioară și se rectifică cu avans transversal.

Figura 13.7 prezintă construcția mașinilor de rectificat fără vîrfuri și modul de realizare a mișcărilor de lucru.

Pe batiul B este montată păpușa port-sculă P_{ps} cu discul de rectificare DA.

Păpușa discului de antrenare P_{da} cu discul de antrenare DC este plasată pe ghidajele batiului.

Motorul M_1 acționează mișcarea principală de rotație a discului de rectificare cu turația n_s.

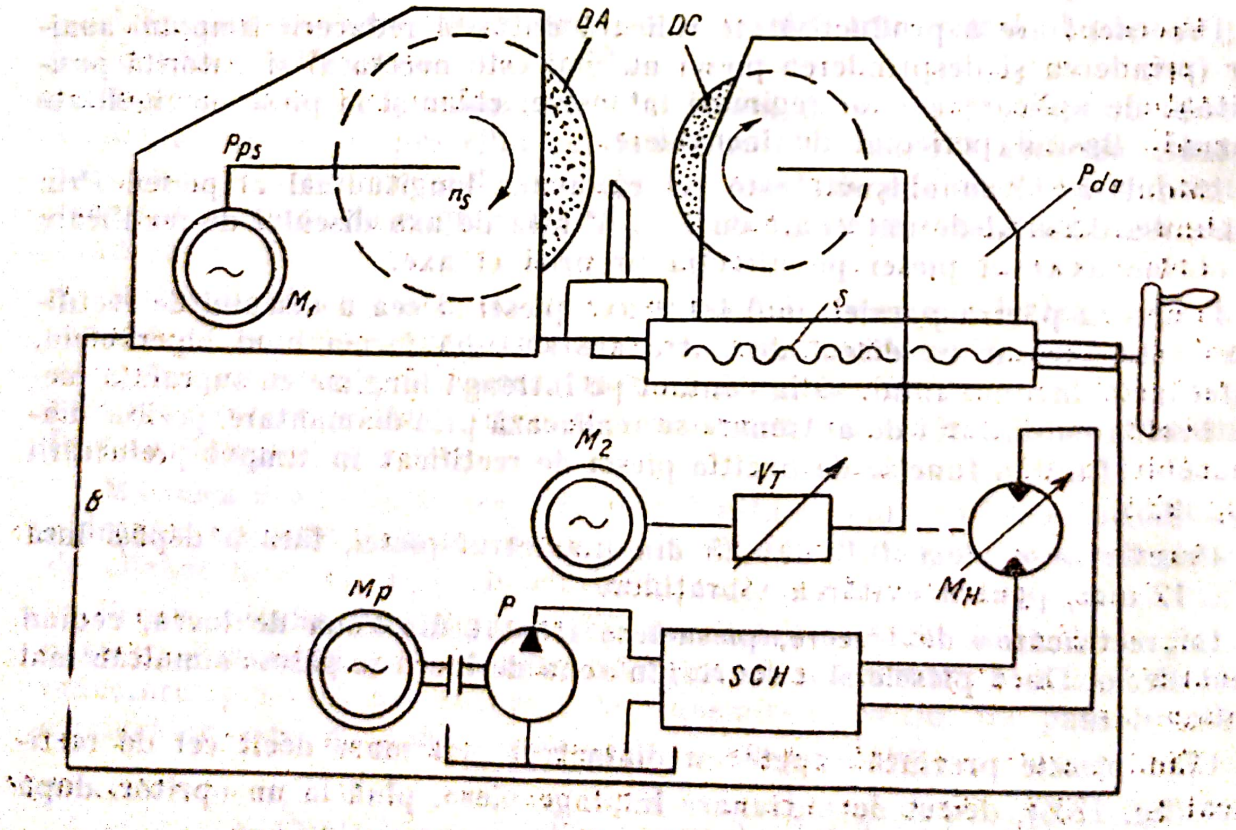


Fig. 13.7

Discul de antrenare este pus în mişcare de motorul M_2 (în unele cazuri de acelaşi motor ca şi discul de rectificare), prin variatorul de turaţii V_T. Alte soluţii utilizează pentru acţionarea discului de antrenare un motor hidraulic rotativ M_H, alimentat de la o pompă P printr-un sistem de comandă hidraulică. Aceeaşi pompă alimentează în acest caz şi lagărele hidrostatice ale discului de rectificat, precum şi cilindrii dispozitivelor de diamantare.

Poziţia păpuşii discului de antrenare se reglează prin intermediul şurubului S.

Pentru îmbunătăţirea procesului de rectificare a suprafeţelor cilindrice discul de rectificare mai are o mişcare rectilinie alternativă pe direcţia propriei axe, cursa fiind de 0 ... 8 mm, iar numărul de curse duble pe minut de 30 ... 40.

13.1.3. **Maşini de rectificat interior**

Maşinile de rectificat interior sînt destinate rectificării alezajelor cilindrice, conice sau profilate, precum şi a suprafeţelor frontale perpendiculare pe axa alezajelor.

La rectificarea pieselor de dimensiuni mici şi care se pot roti, se utilizează maşini la care scula execută mişcarea principală de rotaţie, mişcarea de avans longitudinal şi cea de avans transversal (de pătrundere), în timp ce piesa execută o mişcare de rotaţie în vederea prelucrării pe întreaga circumferinţă a alezajului (fig. 13.8, *a*).

Pentru prelucrarea pieselor de dimensiuni mari, sau care nu se pot roti, se utilizează maşini de rectificat interior planetare, la care scula execută mişcarea principală de rotaţie, o mişcare de rotaţie în jurul axei piesei (mişcare planetară), precum şi avansurile longitudinal şi transversal (fig. 13.8, *b*).

Construcţia unei maşini de rectificat interior normale şi modul de realizare a mişcărilor ei de lucru sînt prezentate schematic în figura 13.9.

Pe batiul B de formă prismatică este montată păpuşa port-piesă P_{pp} cu dispozitivul de prindere Dp, în care se fixează piesa P.

Ghidajele longitudinale ale batiului susţin sania longitudinală S_l cu păpuşa port-sculă P_{ps}, montată pe ghidaje transversale.

Mişcarea principală de rotaţie a pietrei de rectificat este acţionată de motorul M_1. Motorul M_2 transmite, prin variatorul de turaţii V_T, mişcarea de rotaţie piesei, a cărei turaţie poate fi reglată în trepte sau continuu în funcţie

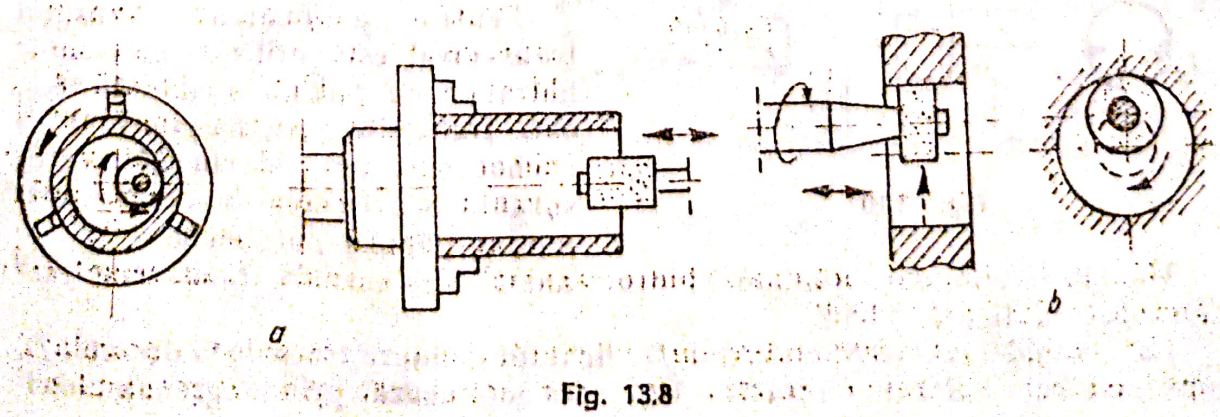


Fig. 13.8

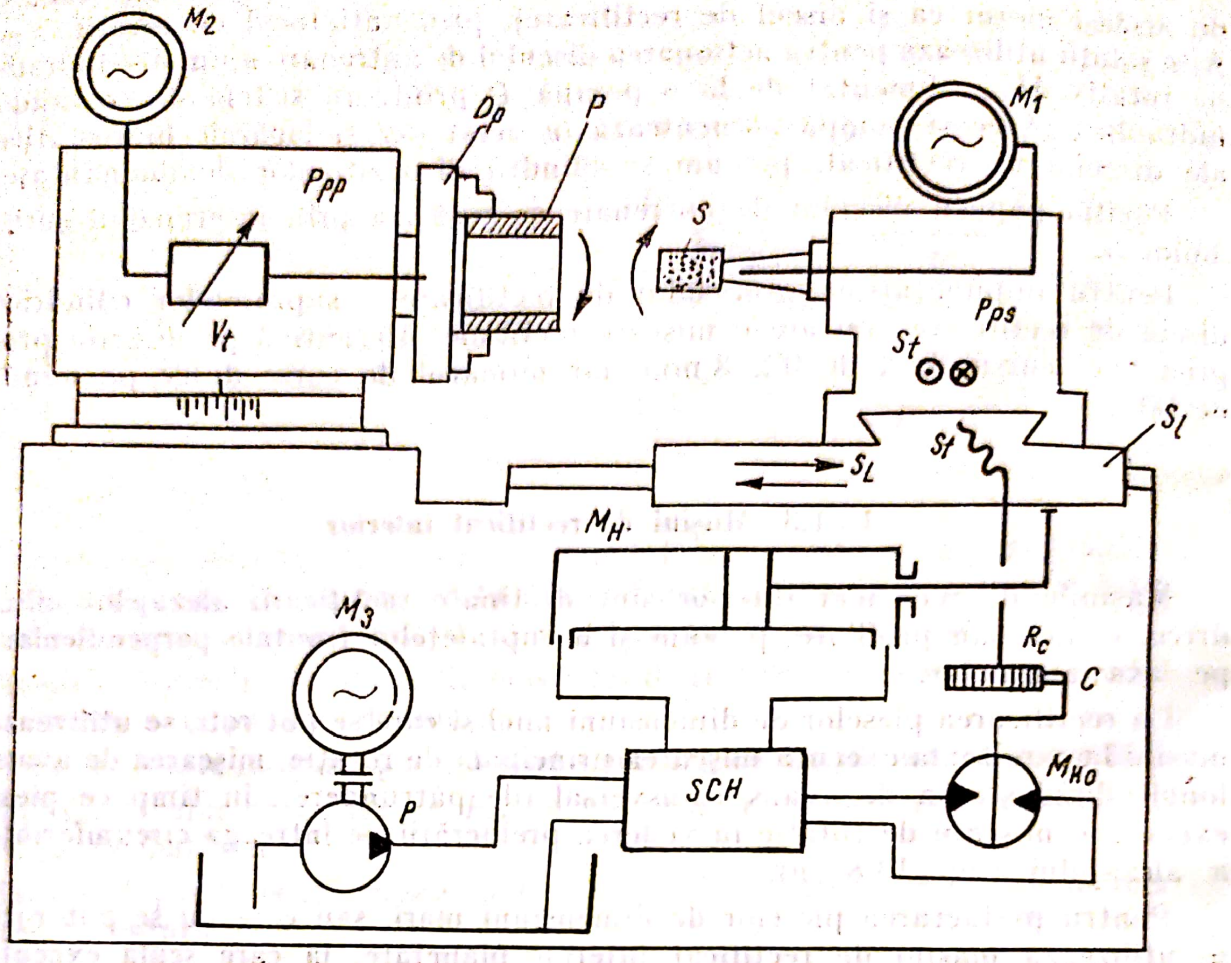


Fig. 13.9

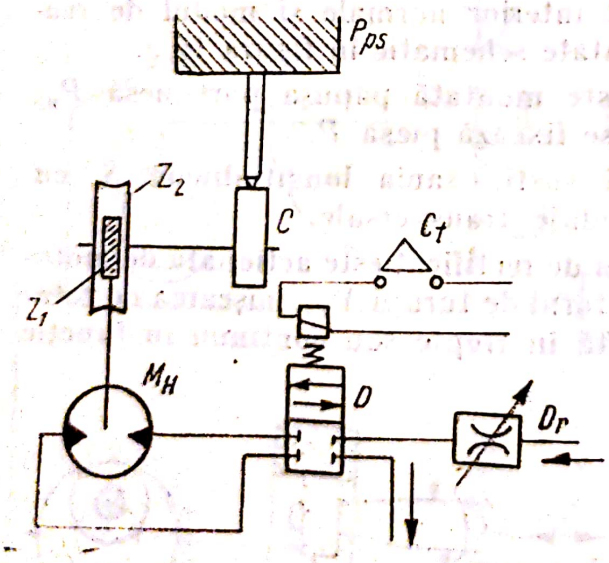


Fig. 13.10

de construcția variatorului. La unele mașini de rectificat interior motorul M_2 este cu turație reglabilă, astfel încît variatorul de turații meeanic nu mai este necesar.

Sania longitudinală execută o mișcare rectilinie-alternativă, fiind acționată de motorul hidraulic M_H, alimentat de la pompa P, prin sistemul de comandă hidraulică, SCH.

Pentru acționarea avansului transversal este utilizat un motor hidraulic cu paletă oscilantă M_{HO}, care transmite prin mecanismul cu clichet și roată de clichet și prin șurubul S_t mișcarea de avans intermitent păpușii port-sculă P_{ps}.

Un alt sistem de acționare hidromecanică a avansului transversal este prezentat în figura 13.10.

La deschiderea distribuitorului D, lichidul de lucru trece de la droselul D_r spre motorul hidraulic rotativ M_H, care acționează, prin angrenajul mel-

Scanned with OKEN Scanner

cat z_1/z_2, cama C. Această camă, avînd o pantă foarte mică de ridicare (1 mm pentru o rotaţie de 340°), deplasează sania port-sculă P_{ps}, contactul între culegător şi camă păstrîndu-se cu ajutorul unui arc.

Printr-un releu de timp se limitează durata de deschidere a distribuitorului, iar cantitatea de lichid ce alimentează motorul în această perioadă se reglează cu ajutorul droselului Dr.

Suprafeţele frontale se prelucrează cu ajutorul unei a doua pietre abrazive avînd suportul pe păpuşa port-piesă.

În comparaţie cu celelalte tipuri de maşini de rectificat, maşinile de rectificat interior lucrează în mod normal cu pietre de rectificat de diametru mult mai mic. Se recomandă ca acest diametru să reprezinte cca 75% din diametrul alezajului de prelucrat.

Pentru obţinerea unor viteze periferice, care să asigure o calitate bună suprafeţei prelucrate, o uzură redusă a sculei şi o productivitate ridicată, este necesar să se imprime pietrei utilizate la rectificarea interioară turaţii cu atît mai înalte cu cît diametrul alezajului de prelucrat, şi implicit diametrul pietrei, este mai mic.

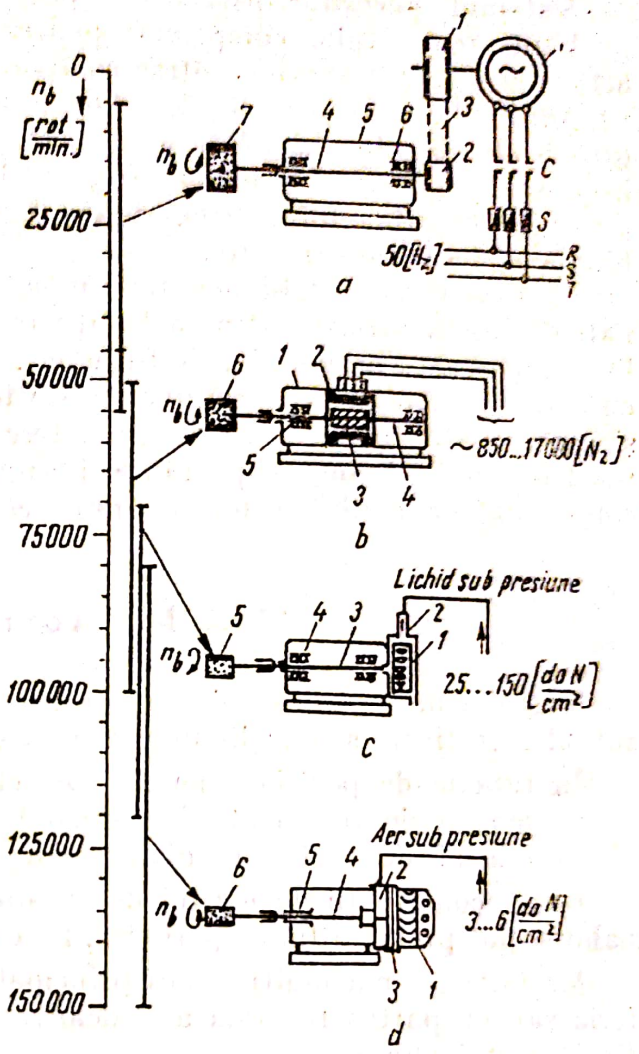


Fig. 13.11

Figura 13.11 prezintă soluţiile utilizate pentru acţionarea mişcării principale la maşinile de rectificat interior, precum şi domeniul turaţiilor pe care le realizează.

Soluţia de acţionare cu roţi de curea late (fig. 13.11, *a*) este cea mai frecvent utilizată şi permite realizarea unor turaţii între 5 000 şi 45 000 rot/min. Prin utilizarea unor curele de construcţie specială se pot atinge turaţii de cca 60 000 rot/min.

Turaţii superioare, de cca 50 000 ... 100 000 rot/min, pot fi atinse prin utilizarea unor motoare electrice speciale construite direct pe arborele principal şi alimentate cu curent de frecvenţă mărită (850 ... 17 000 Hz), figura 13.11, *b*.

Aceste tipuri de broşe satisfac în general turaţiile superioare de lucru ale maşinilor de rectificat interior moderne.

Broşe de turaţii mai înalte s-au obţinut prin utilizarea unor turbine hidraulice (fig. 13.11, *c*). Asupra rotorului *1* se trimite, prin ajutajul *2*, lichid sub presiune (25...150 daN/cm²). Turaţiile obţinute sînt de 60 000...120 000 rot/min.

Scanned with OKEN Scanner

Sistemul necesită instalații suplimentare pretențioase și costisitoare.

Utilizarea aerului comprimat pentru acționarea mișcării de rotație a arborelui de lucru a permis obținerea unor turații între 80 000 și 150 000 rot/min.

Aerul, la presiune de 3 ... 6 daN/cm² trece din camera de presiune 2 prin ajutajele din placa 3 și acționează asupra paletelor rotorului, care pune în mișcarea arborele principal (fig. 13.11, *d*).

Lagărele arborelui pietrei abrazive pun de asemenea probleme deosebite, mai ales la turații înalte.

La broșele cu turații mai reduse se folosesc lagăre cu rulmenți selecționați de înaltă precizie. Pentru turații mai înalte ungerea rulmenților se realizează cu ceață de ulei. Unele firme construiesc broșe cu lagăre de alunecare cu aer, funcționînd în regim pneumostatic la turațiile mai joase de la pornire și care, odată cu creșterea turației, trec în regim aerodinamic. Lagărele de acest tip au 3—4 cîmpuri portante și asigură un mers liniștit, lipsit de vibrații, corespunzător realizării unor suprafețe de foarte bună calitate.

13.1.4. Mașini de rectificat plan

Mașinile de rectificat plan servesc la prelucrarea suprafețelor plane orizontale, verticale sau înclinate, precum și la rectificarea unor profile.

În funcție de poziția arborelui principal, se disting:

— mașini de rectificat plan orizontale;

— mașini de rectificat plan verticale.

Unele construcții de mașini de rectificat plan au arborele principal înclinabil și pot prelucra fie cu periferia, fie cu partea frontală a corpului abraziv.

Mașinile cu mai mulți arbori principali pot prelucra la rîndul lor cu periferia sau cu partea frontală a sculelor, arborii avînd poziția orizontală, verticală sau înclinată.

Mașinile de rectificat plan orizontale se clasifică la rîndul lor în mașini lucrînd cu periferia discului abraziv, numite și mașini tangențiale și în mașini lucrînd cu partea frontală a sculei (piatră oală, piatră inelară sau segmenți abrazivi), numite și mașini frontale.

Mașinile veticale prelucrează în general cu partea frontală a corpului abraziv.

O altă clasificarea privește forma mesei, care poate fi dreptunghiulară sau circulară.

O diversitate mai mare în această clasificare se obține dacă se analizează mișcările de lucru și părțile mașinii care execută aceste mișcări.

Construcția și cinematica unei mașini de rectificat plan orizontale, lucrînd cu periferia discului abraziv, este prezentată în figura 13.12.

Arborele principal al mașinii, pe care este fixat discul abraziv *S* își are lagărele în sania transversală S_t, susținută în ghidajele saniei verticale S_v, care, la rîndul ei, glisează pe ghidajele montantului M_t.

Montantul este fixat în partea posterioară a batiului *B*, pe ghidajele căruia se deplasează masa *M* a mașinii cu piesa.

Discul abraziv este acționat în mișcare de rotație de către un motor montat chiar pe arborele principal.

Scanned with OKEN Scanner

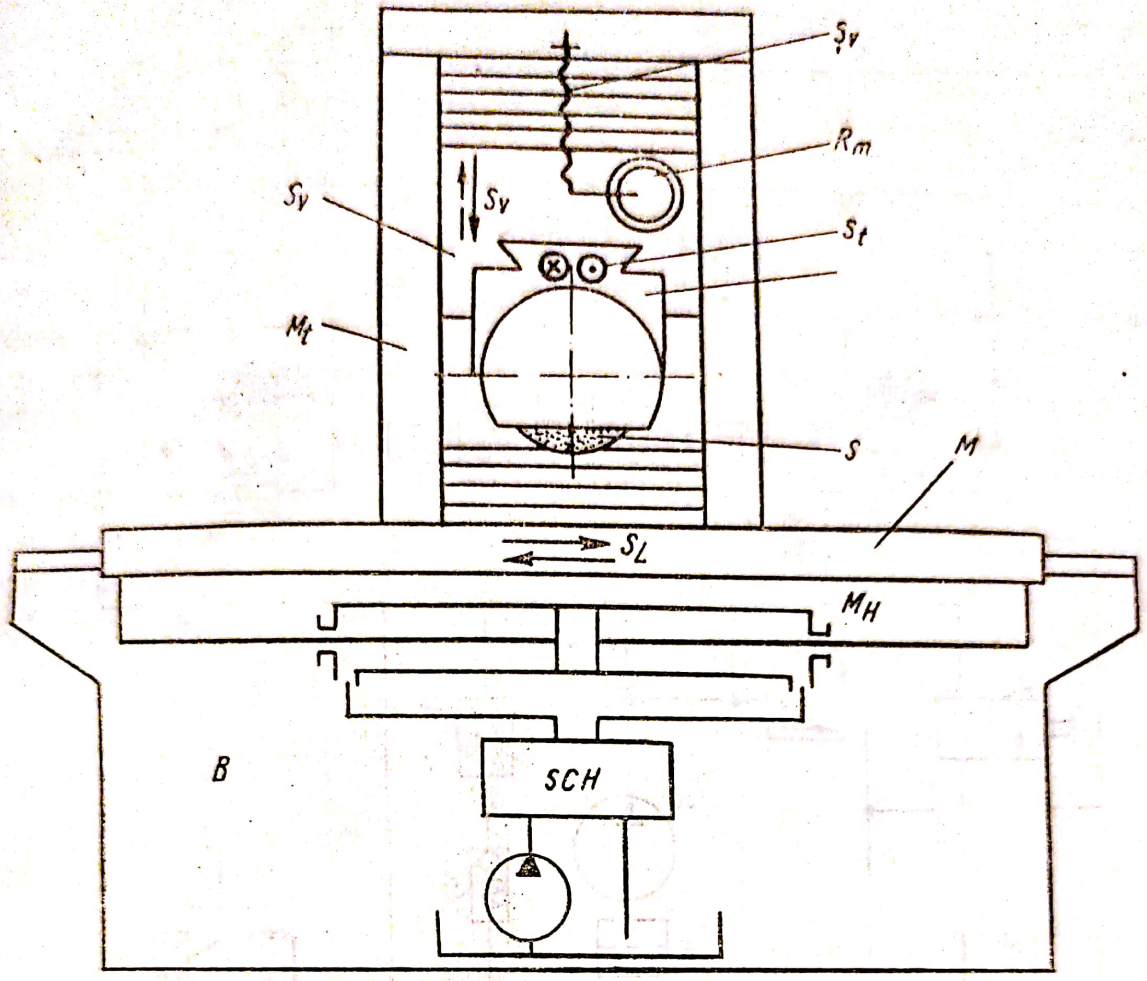


Fig. 13.12

Avansul transversal este acționat printr-un motor hidraulic alimentat în mod intermitent la unul sau la ambele capete de cursă. Unele mașini pot lucra și cu avans transversal continuu.

Adîncimea așchierii se reglează prin poziționarea saniei verticale cu ajutorul roții de mînă *Rm* și a șurubului S_v, sau în mod automat printr-un sistem hidromecanic.

Mașinile moderne au mișcări de avans vertical rapid în sus și în jos precum și mișcări micrometrice intermitente executate la comandă sau automat la cap de cursă cu oprirea automată a avansului la atingerea cotei dorite.

Mișcarea rectilinie alternativă a mesei mașinii este acționată hidraulic prin motorul M_H.

O variantă de alimentare a motorului pentru avansul longitudinal al mesei este prezentată în figura 13.13.

Pompa cu debit constant P_{DC} absoarbe lichidul de lucru din rezervorul R_s prin filtrul *F*. Presiunea de lucru se reglează prin supapa de presiune pilotată S_p, prin care trece diferența dintre debitul refulat de pompă și debitul de alimentare a motorului hidraulic pentru avansul longitudinal M_{H1}, debit ce se reglează cu ajutorul droselului *Dr* de pe conducta de evacuare.

Dacă se deschide distribuitorul de descărcare D_d, supapa pilotată se deschide complet și întreg debitul pompei trece spre rezervor.

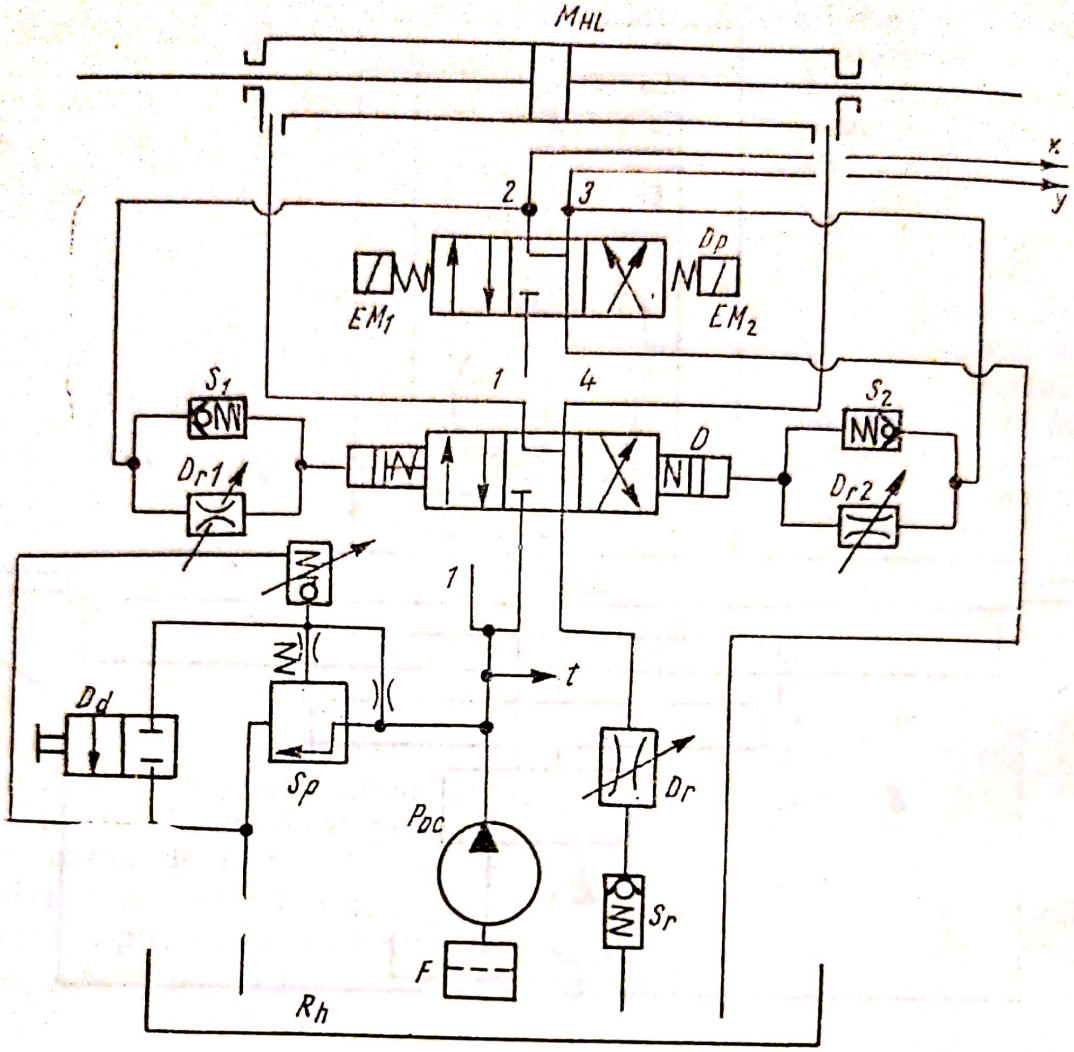


Fig. 13.13

În acest mod presiunea din aval de pompă scade la 2—3 daN/cm² şi pompa nu mai este solicitată. În acelaşi timp lichidul trece spre rezervor fără a mai întîlni secţiuni de mărire redusă, deci fără a se mai încălzi în mod pronunţat. Se descarcă astfel întreg sistemul hidrostatic în perioadele în care mişcările maşinii sînt întrerupte.

Distribuţia lichidului în partea stîngă sau dreaptă a motorului hidraulic se realizează prin distribuitorul *D*, a cărui poziţie este comandată de un al doilea distribuitor pilot *Dp*.

Lichidul de lucru ajunge de la pompă la intrarea *1* a distribuitorului pilot şi este dirijat spre ieşirile *2* sau *3*, în funcţie de starea electromagneţilor de comandă *EM* 1 şi *EM* 2. Aceşti electromagneţi, care comandă inversarea, sînt acţionaţi prin sistemul electric de comandă a maşinii de la două microcontactoare acţionate, la rîndul lor, de limitatoarele de cursă ce se montează pe masa maşinii.

Dacă în distribuitorul pilot se deschid căile *1—2* şi *3—4* lichidul trece de la ieşirea *2*, prin supapa de sens S_1 la pistonul din stînga al distribuitorului *D*, deplasînd sertarul distribuitorului spre dreapta. Pistonul din dreapta distribuitorului va obliga lichidul să treacă prin droselul de frînare D_{r2} spre *3*

și de aici pe calea *3—4* spre rezervor. Acționarea distribuitorului principal în sens invers se obține prin deschiderea căilor *1—3* și *2—4*. Viteza de deplasare a distribuitorului principal se reglează prin droselele de frînare D_{r1} și D_{r2}. Rapiditatea trecerii distribuitorului dintr-o poziție în cealaltă constituie un factor hotărîtor în dinamica inversării. Șocurile la cap de cursă pot fi micșorate prin micșorarea secțiunii de trecere a droselelor de frînare. În schimb se micșorează precizia inversării și va crește timpul de inversare, ceea ce micșorează productivitatea mașinii.

Supapa de reținere S_r împiedică golirea sistemului în perioada în care mașina nu funcționează.

Sistemul de acționare a avansului transversal al discului abraziv este conectat de sistemul de avans al mesei prin conductele *t*, *x* și *y*.

În figura 13.14 se prezintă schema circuitului de acționare a avansului transversal, ca o continuare a schemei din figura 13.13.

În momentul în care distribuitorul pilot *Dp* își schimbă poziția, deci la capetele de cursă ale mesei, uleiul trece nu numai spre pistoanele de comandă ale distribuitorului principal *D*, ci și spre cele ale distribuitorului de dozare *Dd*.

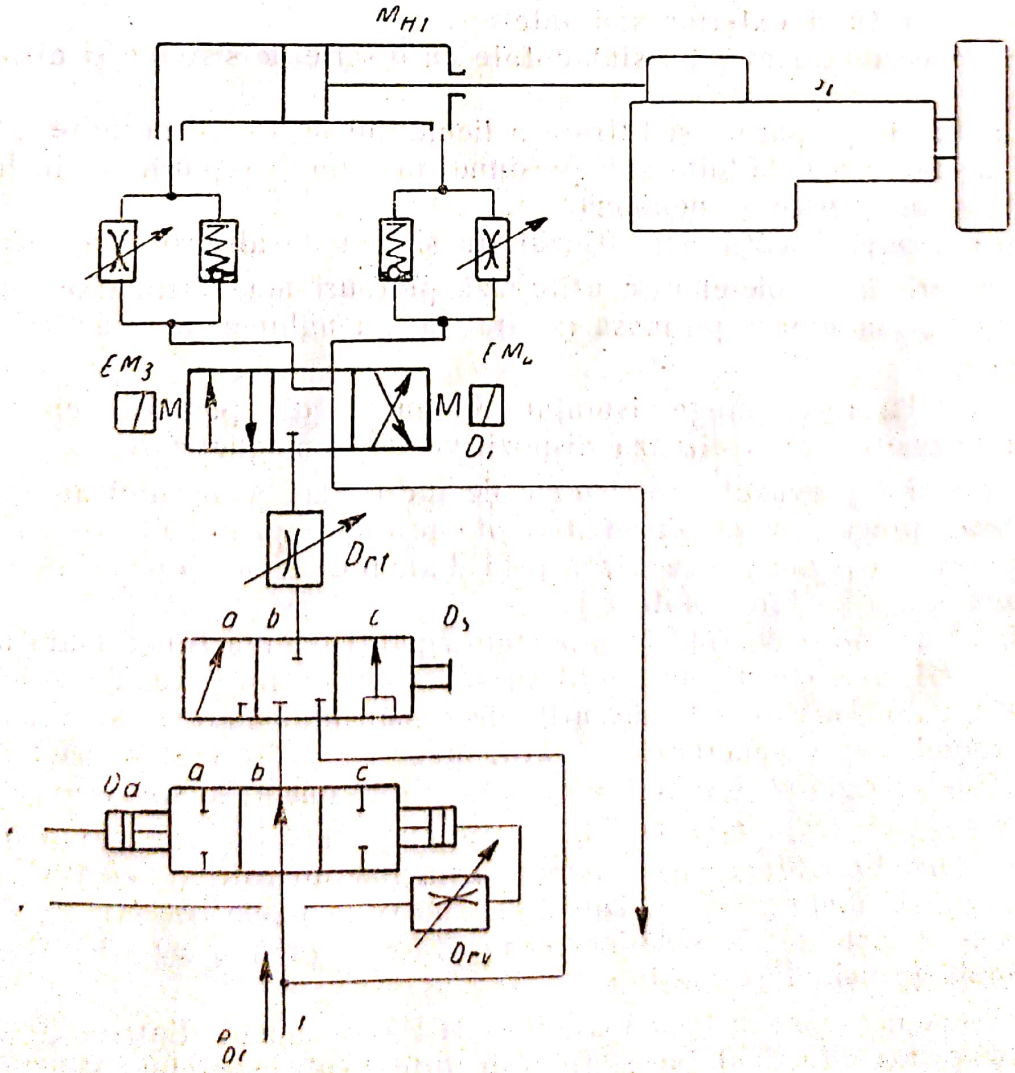


Fig. 13.14

Acest distribuitor trece din poziția *a* în *c* sau invers, în funcție de legăturile pe care le stabilește distribuitorul pilot *Dp* între pompă, *x*, *y* și rezervor.

Distribuitorul de dozare are ambele poziții extreme închise și permite trecerea uleiului doar în timpul în care traversează poziția intermediară *b*, timp reglat cu ajutorul droselului D_{rv}. Rezultă că prin distribuitor trece la o inversare o cantitate limitată de lichid.

Distribuitorul *Ds* montat în continuare în circuit are trei poziții. În poziția *a* se realizează legătura între distribuitorul de dozare și motorul hidraulic de acționare a avansului transversal M_{ht}, astfel încît acesta este alimentat numai la capetele de cursă ale mesei cu cantități de lichid limitate prin distribuitorul de dozare și prin droselul D_{rt}. În poziția *b* a distribuitorului D_s, avansul transversal este oprit. În sfîrșit, în poziția *C* se realizează o legătură între punctul *t*, deci între pompă și motorul hidraulic. Cele trei poziții ale distribuitorului *Ds* corespund deci comenzilor „avans transversal intermitent la cap de cursă", „stop" și respectiv „avans transversal rapid".

Sensul de deplasare a motorului, împreună cu sania transversală S_t și scula *S*, este determinat de poziția distribuitorului de inversare *Di*.

Pentru evitarea șocurilor în deplasare, sistemul este prevăzut cu drosele de frînare și supape de sens.

Sisteme de avans transversal asemănătoare pot fi utilizate și la mașinile de rectificat rotund exterior sau interior.

Mașinile de rectificat plan sînt dotate cu o serie de sisteme și dispozitive anexe.

Instalația de preparare și filtrare a lichidului de răcire permite aducerea în zona de lucru a lichidului sub presiune, precum și separarea din lichid a particulelor magnetice și nemagnetice.

La prelucrarea uscată este utilizat un sistem de absorbție a „prafului".

Pentru prinderea pieselor se utilizează platouri magnetice fixe sau înclinabile, care se montează pe masa mașinii sau menghinei fixe, înclinabile sau rotative.

Pentru înlăturarea magnetismului remanent din piesele prelucrate pe platouri magnetice se utilizează dispozitive de demagnetizare.

Mașinile sînt prevăzute cu sisteme de îndreptare a discului abraziv prin diamantare, precum și cu dispozitive de profilare prin moletare. În unele cazuri profilarea poate fi executată prin diamantare cu ajutorul unui sistem de copiere după șablon (Diaform).

O problemă de o deosebită importanță pentru buna funcționare a mașinilor de rectificat o constituie echilibrarea corpurilor abrazive. Turațiile înalte ale acestora duc, mai ales la discurile de dimensiuni mari, la solicitări dinamice deosebite, care generează vibrații, afectează calitatea suprafeței prelucrate, reduc precizia și fiabilitatea mașinii și duc uneori la spargerea discului.

Echilibrarea cu greutăți de echilibrare, executată în mod curent înaintea montării corpului abraziv pe arborele principal nu este suficientă în cazul unor mașini de mare precizie. Din acest motiv la unele construcții moderne s-au adoptat sisteme de echilibrare montate împreună cu corpul abraziv pe arborele principal al mașinii.

Un asemenea sistem (Precigarant — R.F.G.) constă dintr-o greutate *G* montată printr-o articulație sferică în interiorul arborelui principal *AP* (fig. 13.15).

Scanned with OKEN Scanner

Echilibrarea se execută prin poziționarea greutății cu ajutorul a două tije T dispuse la 90° și acționate prin intermediul unor roți de mînă la celălalt capăt al arborelui principal. Poziția corectă se stabilește prin urmărirea indicațiilor transmise de instalația electrică de sesizare a dezechilibrului *ISD* la aparatul indicator *AI*.

Asemenea sisteme de echilibrare a corpurilor de rectificat pot fi utilizate la mașinile de rectificat rotund exterior între vîrfuri, la cele de rectificat fără vîrfuri și la mașinile de rectificat plan.

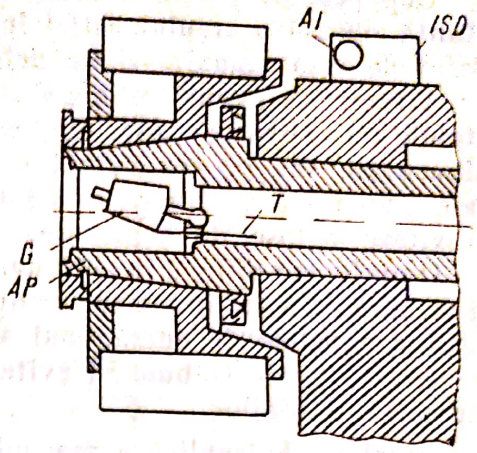


Fig. 13.15

13.1.5. Caracteristicile sistemelor hidrostatice ale mașinilor de rectificat

Sistemele de acționare hidrostatică ale mașinilor de rectificat au, cu toate deosebirile constructive și funcționale între diferite tipuri de mașini, unele caracteristici comune.

La mașinile de rectificat rotund exterior și interior și la cele de rectificat plan sistemele hidrostatice trebuie să asigure mișcările de avans longitudinal, cu inversări la capete de cursă, mișcările de avans transversal și la unele mașini de rectificat plan, avansul vertical al sculei.

În general puterea acestor sisteme este relativ mică, excepție făcînd doar mașinile de rectificat plan, lucrînd cu partea frontală a corpului abraziv.

Puterea relativ redusă face ca alimentarea circuitelor să fie soluționată aproape în exclusivitate prin pompe cu debit constant.

Sînt preferate pompele cu șurub, care livrează un debit lipsit de pulsații și asigură astfel o deplasare liniștită, uniformă a piesei sau a sculei.

Dacă totuși, din cauza costului ridicat al pompelor cu șurub se utilizează pompe cu roți dințate sau cu palete, coeficientul de neuniformitate a debitului acestor pompe trebuie să fie cît mai redus.

Numărul pompelor diferă de la o mașină la alta. În general poate fi utilizată o singură pompă care alimentează atît avansul longitudinal, cît și sistemul de inversare, sistemele de avans transversal și eventual vertical, asigurînd în același timp lubrifierea lagărelor și ghidajelor.

În cazul utilizării a două pompe, una din ele alimentează avansul longitudinal, iar cea de a doua asigură celelalte funcțiuni.

Există, în sfîrșit, construcții cu trei pompe: una destinată avansului longitudinal, cea de a doua pentru lubrifiere, iar a treia pentru celelalte funcțiuni.

Presiunea de lucru este relativ redusă (10—20 daN/cm², mai mare la mașinile de rectificat, plan frontale).

Scanned with OKEN Scanner

Supapele de presiune utilizate trebuie să se caracterizeze printr-o constantă redusă a arcului, astfel încît diferența de presiune între situațiile de debit deversat maxim și de debit deversat minim să nu depășească 10%.

Vitezele de avans trebuie să fie reglabile în limite largi și să aibă o bună stabilitate. Droselele sau regulatoarele de debit, montate pe conducta de alimentare sau pe cea de retur a motorului hidraulic, trebuie să fie protejate prin filtre de finețe corespunzătoare mai ales cînd trebuie să realizeze și viteze reduse de deplasare.

O problemă dificilă în acționarea avansului longitudinal este aceea a inversării. Sistemele de inversare trebuie să asigure, pe de o parte, o precizie ridicată la capetele de cursă, mai ales în cazul mașinilor de rectificat rotund, pe de altă parte trebuie să evite apariția unor șocuri dure, care să afecteze dinamica mașinilor.

Instalația hidraulică a mașinilor de rectificat poate fi împărțită în două. Grupul de alimentare, format din rezervor, sorb, pompă, supapă de presiune, supapă de reținere, se dispune separat de batiul mașinii pentru a permite o reglare și o exploatare mai comodă și pentru a evita transmiterea de vibrații de la pompă și de la motorul ei de acționare la mașină. Aparatajul de distribuție, cel de reglare a vitezei și motorul (sau motoarele) hidraulic se află în interiorul mașinii. Cele două părți ale sistemului sînt legate prin conducte metalice sau flexibile.

13.2. Mașini de honuit

Honuirea este o operație ce se aplică în special la prelucrarea de finisare a alezajelor și la care materialul este îndepărtat prin intermediul unor bare abrazive montate într-un dispozitiv extensibil — honul.

Prin honuire se poate obține nu numai o îmbunătățire a rugozității suprafețelor, dar și corectarea unor erori ale formei geometrice (conicitate, ovalitate, curbură etc.). Nu se elimină erorile de direcție ale alezajelor, honul fiind montat articulat pe arborele său.

Prin construcția sa, honul trebuie să asigure reglarea poziției barelor abrazive pe direcție radială și deplasarea lor uniformă pe această direcție, precum și, în unele cazuri, întreruperea automată a acestei mișcări la atingerea dimensiunii prescrise a alezajului.

Mașinile de honuit se clasifică în: mașini de honuit verticale, mașini de honuit orizontale și mașini de honuit înclinate. Ele pot fi de uz general sau specializate.

În figura 13.16 este prezentată schema cinematică de principiu a unei mașini de honuit cu patru axe, utilizată la prelucrarea blocului motoarelor cu ardere internă.

Mișcarea de rotație a arborilor principali este acționată de la două motoare M_1 și M_2, cîte unul pentru doi arbori de lucru, turația fiind reglată prin roțile de schimb A_{v1}, B_{v1} și A_{v2}, B_{v2}.

Mișcarea rectilinie alternativă a honurilor se obține pe cale hidraulică prin deplasarea saniei verticale S_v, acționată de motorul hidraulic M_h, pe ghidajele batiului.

Scanned with OKEN Scanner

Motorul hidraulic este alimentat de la pompa P_{dc}, prin blocul de comandă hidraulică B_{ch}. Acest bloc are în componența sa aparatajul de reglare a vitezei saniei verticale și cel de inversare a sensului deplasării, acesta din urmă fiind comandat prin limitatoarele de cursă L_{c1} și L_{c2}.

Mașinile de acest tip pot dispune de o masă pe care se așază două dispozitive de prindere a pieselor, astfel încît în timpul în care unul se află în lucru, din celălalt se desprinde piesa honuită și se fixează alt semifabricat.

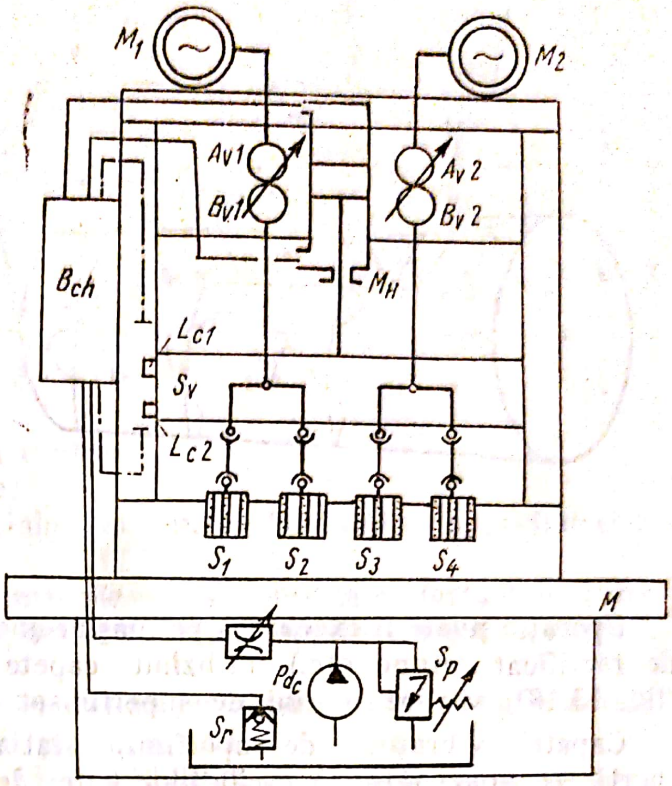


Fig. 13.16

Mașinile de honuit orizontale sînt destinate în special prelucrării alezajelor lungi. Dacă piesele pot fi rotite, mișcarea de rotație este executată de către piesă, honul avînd numai o mișcare de translație alternativă. Mașinile destinate prelucrării alezajelor lungi în piese care nu se pot roti transmit atît mișcarea de rotație, cît și cea rectilinie alternativă honului, piesa fiind fixată pe masa mașinii.

În comparație cu rectificarea, la honuire presiunea pe suprafața de prelucrat este de 6 ... 10 ori mai redusă, viteza de așchiere de 50 ... 120 ori mai mică, în schimb numărul granulelor ce participă la prelucrare este de 100 ... 1 000 ori mai mare.

13.3. Mașini de superfinisat

Superfinisarea (sau vibronetezirea) se execută în vederea îmbunătățirii rugozității și eliminării unor erori ale geometriei suprafețelor (în special a ondulațiilor și a erorilor de circularitate).

Operația se efectuează cu una sau mai multe bare abrazive cu granule din carbură de siliciu în liant ceramic, bare ce prezintă o suprafață de contact mare cu piesă de prelucrat (fig. 13.17).

Scula execută, în sens axial mișcări oscilatorii cu amplitudinea de 2 ... 6 mm și cu frecvența de 1 800 ... 3 000 oscilații pe minut.

Presiunea de contact între bara abrazivă și piesă este reglabilă (1 ... 5 daN/cm²).

Piesa se rotește cu o viteză periferică v_s (6 ... 30 m/min) în timp ce bara abrazivă, sau, la unele mașini, piesa de superfinisat execută o mișcare de

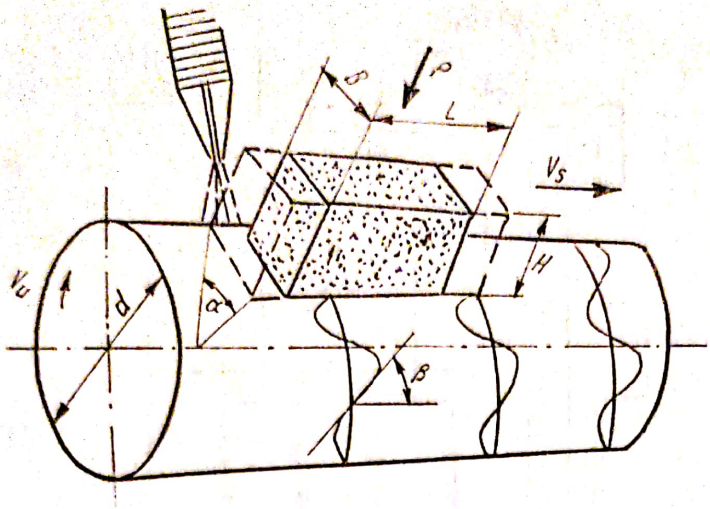


Fig. 13.17

avans cu viteza v_s (cca. 0,1 mm/rot). În unele cazuri, dacă superfinisarea se execută numai prin pătrundere, viteza de avans lipsește.

Particulele desprinse din material și din bara abrazivă sînt îndepărtate prin lichidul de așchiere.

Rugozitatea atinsă la superfinisarea de pătrundere prin utilizarea unui singur sort de bară abrazivă este de cca. 0,1 ... 0,5 μm și poate atinge cca. 0,05 ... 0,3 μm la superfinisarea succesivă cu bare abrazive tot mai fine.

Operația poate fi executată pe mașini-unelte universale (strunguri, mașini de rectificat rotund etc.), utilizînd capete vibratoare de superfinisare (fig. 13.18), sau pe mașini de superfinisat propriu-zise.

Capetele vibratoare de superfinisat sînt astfel construite încît forțele de inerție ce apar datorită oscilațiilor barei de superfinisat și ale suportului ei să fie compensate, evitîndu-se astfel transmiterea de vibrații spre utilaj.

Mașinile de superfinisat propriu-zise sînt de următoarele tipuri:

— mașini de superfinisat între vîrfuri;

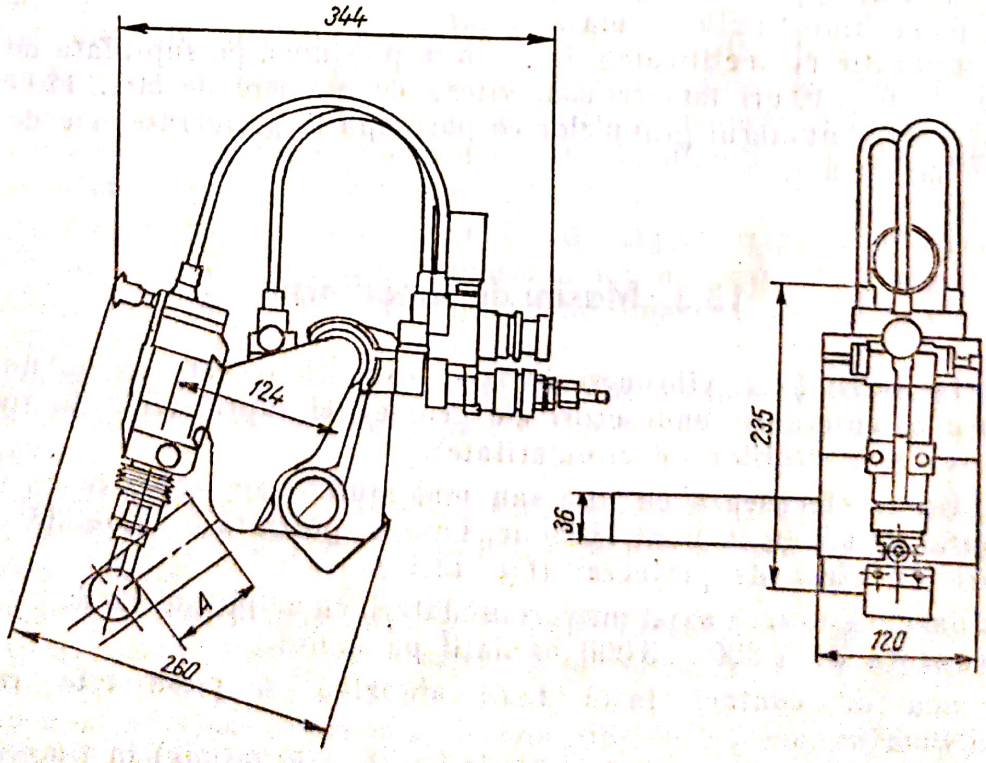


Fig. 13.18

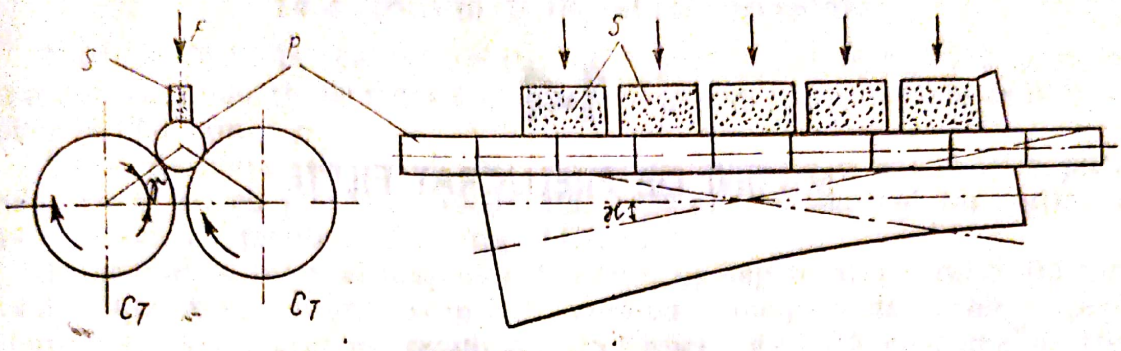


Fig. 13.19

— mașini de superfinisat fără centre;
— mașini de superfinisat plan;
— mașini de superfinisat speciale (de exemplu pentru superfinisarea fusurilor arborilor cotiți).

La mașina de superfinisat fără centre piesa p este presată cu forța F de către bara abrazivă S pe cilindrii transportori C_T, care imprimă piesei o mișcare de rotație (fig. 13.19).

Dacă axele cilindrilor sînt paralele, piesa nu avansează pe direcție axială și superfinisarea se execută numai prin pătrundere.

Dacă se asigură un unghi ($\varkappa = 15° \ldots 20°$) între axele cilindrilor transportori, piesa primește o mișcare de avans axial și poate fi prelucrată succesiv de mai multe capete vibratoare de superfinisat prevăzute cu bare abrazive tot mai fine.

Mașinile de superfinisat speciale se utilizează mai ales în construcția de automobile la prelucrarea camelor arborelui de distribuție sau a fusurilor arborelui cotit, superfinisarea tuturor suprafețelor realizîndu-se simultan, prin utilizarea unui număr mare de capete vibratoare. Acest tip de mașini au ciclul de lucru complet automat asigurînd prin aceasta o productivitate satisfăcătoare.

Scanned with OKEN Scanner

14

MAȘINI DE PRELUCRAT FILETE

14.1. Generalități

Filetul se definește ca o nervură de formă elicoidală înfășurată pe o suprafață directoare (cilindrică sau conică).

Directoarea elicoidală poate fi obținută cinematic prin combinarea a două mișcări: una de rotație și alta de translație în lungul generatoarei corpului de revoluție.

În funcție de procedeul de filetare, există următoarele posibilități de generare a elicei:

— prin folosirea unor scule sau dispozitive sub formă materializată (tarozi, filiere, ghidaje);

— prin generare cinematică, realizată prin rulare sau prin combinarea unei mișcări de rotație cu o mișcare de translație, deci cu directoare cinematică.

Filetele fie că sînt generate pe suprafața exterioară sau pe cea interioară a unui cilindru, se prelucrează în marea majoritate a cazurilor, prin așchiere pe mașini-unelte universale sau speciale.

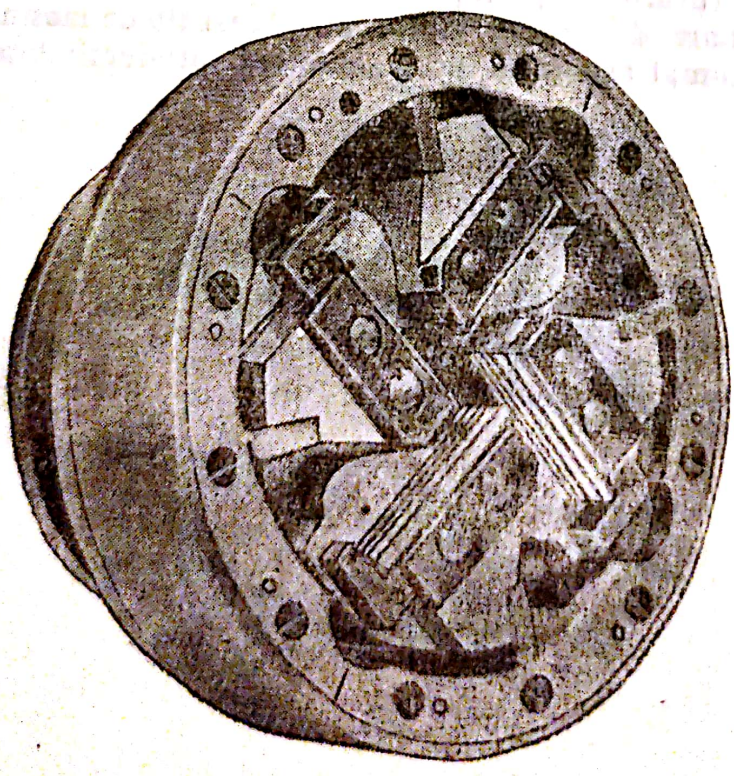


Fig. 14.1

După felul sculei cu care lucrează mașinile speciale de prelucrat filete pot fi: mașini de filetat cu cap rotativ, mașini de filetat cu tarozi; mașini de frezat filet; mașini de rectificat filet. Toate aceste mașini se caracterizează printr-o dependență strictă între mișcarea de rotație a piesei și avansul sculei, în sensul că, la o rotație completă a piesei, scula trebuie să avanseze longitudinal cu o distanță egală cu un pas.

Scanned with OKEN Scanner

14.2. Mașini de filetat cu cap rotativ

Mașinile de filetat cu cap rotativ au o productivitate ridicată și se folosesc pentru producția de masă a șuruburilor, putînd prelucra filete de la 30 mm pînă la 600 mm.

Capul de filetat (fig. 14.1), în funcție de așezarea și construcția piepteniilor poate fi: cu piepteni radiali (fig. 14.2, *a*), cu piepteni tangențial (fig. 14.2. *b*) sau cu piepteni disc (fig. 14.2, *c*).

Principiul de lucru al mașinilor de filetat cu cap rotativ rezultă din figura 14.3. Capul *S* se rotește executînd mișcarea principală de așchiere (pentru simplificare s-a arătat un singur cuțit). Piesa *P* execută mișcarea de translație. După ce s-a filetat întreaga lungime a piesei, scula se deplasează în sensul *III* pentru a permite retragerea rapidă a piesei filetate, fără inversarea mișcării.

Pentru realizarea elicei filetului, pieptenii din garnitura capului de filetat sînt montați cu o decalare $\frac{p}{z}$ unul față de cel precedent, p fiind pasul filetului, iar z numărul de piepteni ai capului.

Schema cinematică a unei mașini de filetat cu cap rotativ este prezentată în figura 14.4.

Mișcarea principală de așchiere se obține de la motorul *M* prin roțile de curea D_1, D_2 și cutia de viteze montată în păpușa fixă. Cutia de viteze este prevăzută cu două blocuri de roți baladoare pe axul *II*, cu ajutorul cărora se pot obține șase turații diferite ale sculei *S*.

Mișcarea de translație este realizată prin deplasarea mesei cu piesa de către șurubul conducător *L*, a cărui mișcare de rotație este primită de la axul *IV* al păpușii fixe prin intermediul roților de schimb *A*, *B*, *C*, *D*.

Ciclul mașinii începe în momentul în care s-a pornit motorul *M* și s-a cuplat piulița șurubului conducător *16* cu ajutorul manetei m_2 blocată în poziția respectivă de canalele discului *17*. În acest fel, sania port-piesă avansează înspre scula *S* care se rotește.

Prelucrarea se continuă pînă în momentul în care masa mașinii lovește opritorul O_1, deplasează pîrghia t_1 spre stînga și desface bacurile capului de filetat prin pîrghia t_3, eliberînd piesa.

Oprirea deplasării longitudinale se face după desfacerea bacurilor, prin lovirea opritorului O_3 de către tija t_4, care deblochează și desface semipiulița *16* a șurubului conducător.

Readucerea mesei în poziția inițială se face manual, cu ajutorul unei roți de mînă.

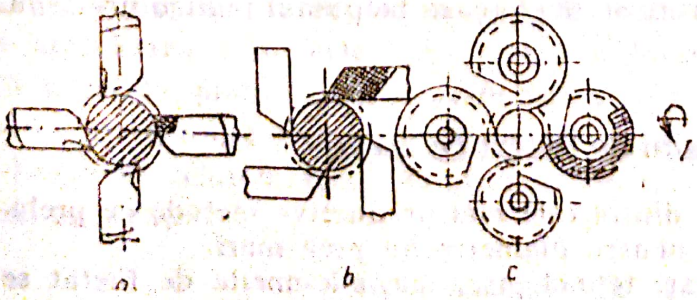


Fig. 14.2

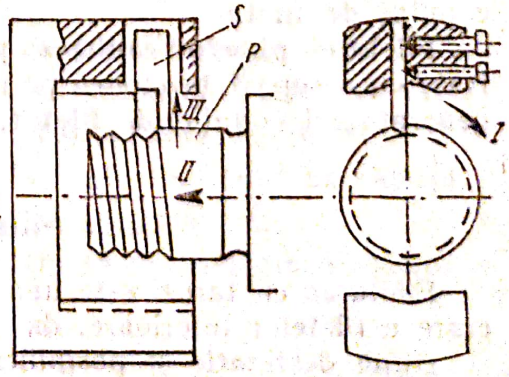
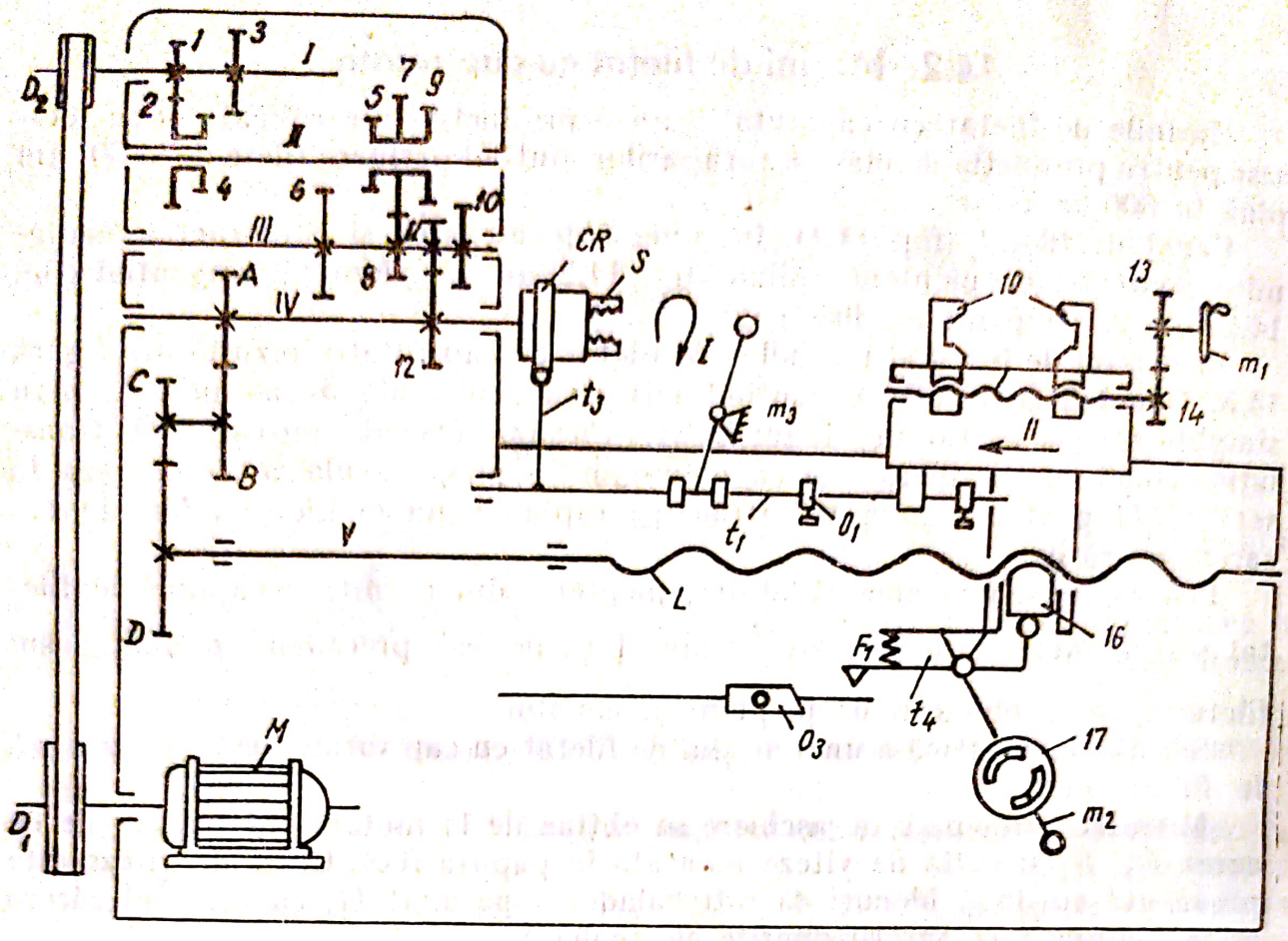


Fig. 14.3



$$M\ \frac{D_1}{D_2}\left(\begin{matrix}1\\2\\3\\4\end{matrix}\right) II \left(\begin{matrix}5\\6\\7\\8\\9\\10\end{matrix}\right) \frac{11}{12}\ IV \begin{cases} \text{Mișcarea principală de așchiere} \\ \dfrac{A}{B}\ \dfrac{C}{D}\ L - \text{Mișcarea de ovans} \end{cases}$$

$$m_1\ \frac{13}{14}\ T - \text{Strîngerea piesei}$$

Fig. 14.4

Desfacerea piesei prelucrate și prinderea alteia se fac cu ajutorul roții de mînă m_1 (prin roțile dințate *13*, *14*) și ale șurubului conducător *P* cu filet dreapta și stînga, pentru deplasarea fălcilor menghinei.

Cu ajutorul manetei m_3 se pot închide sau deschide (cu mîna) pieptenii capului de filetat.

Filetarea pieselor conice se poate face cu capete de filetat speciale, înzestrate cu o suprafață conică pe care se deplasează pieptenul pentru urmărirea generatoarei conului de filetat.

14.3. Mașini de filetat cu tarozi

Filetarea cu tarozi este una dintre cele mai productive metode de prelucrare a filetelor interioare, dar pentru diametre nu prea mari.

După destinație și posibilități tehnologice, mașinile-unelte de filetat se clasifică în:

Scanned with OKEN Scanner

— mașini cu un singur ax de filetare;

— mașini de filetat multiaxe;

— mașini-agregate de filetat.

Mașinile cu un singur ax de filetare pot prelucra o gamă de dimensiuni de filete interioare.

Mașinile de filetat cu mai multe axe sînt construite pentru o anumită piesă și orice modificare a piesei duce la modificarea mașinii. Se folosesc numai la producția de serie.

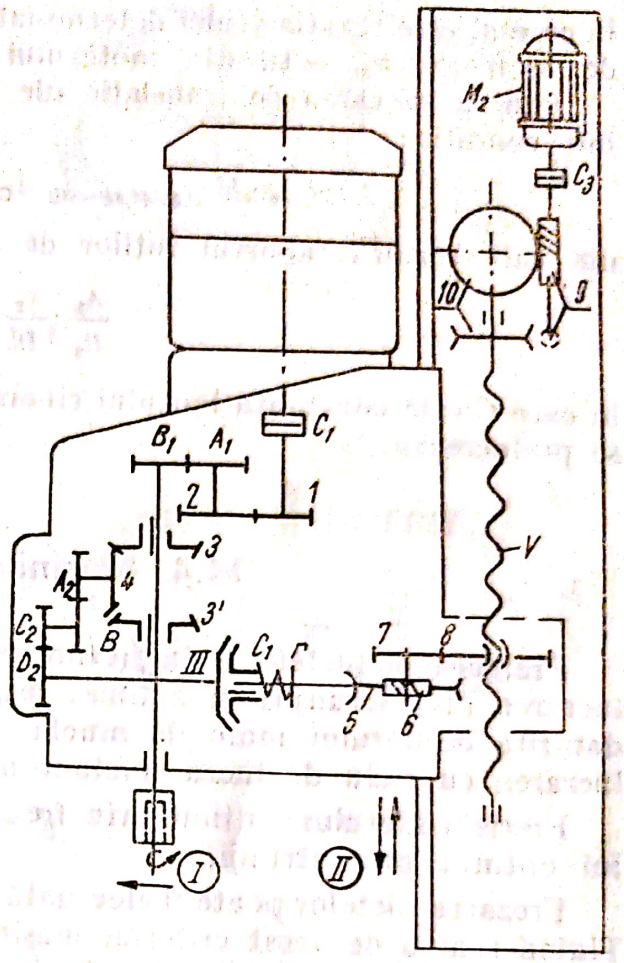
Mașinile-agregat de filetat au o mare productivitate și sînt construite din elemente tipizate, așa încît, la schimbarea produsului, elementele lor pot fi refolosite în marea majoritate a cazurilor.

În figura 14.5 este reprezentată schema cinematică a unei mașini de filetat cu un singur ax.

Mișcarea principală de așchiere se obține de la motorul M_1 prin roțile *1*, *2* și roțile de schimb A_1, B_1.

Mișcarea de translație este executată de păpușa mobilă prin antrenarea roții dințate cu piuliță *8* pe șurub conducător *V*, de către angrenajul conic *3*, *4*, roțile de schimb A_2 ... D_2 și angrenajul melc-roată melcată *5*, *6*.

Viteza de așchiere se reglează prin alegerea potrivită a roților de schimb A_1B_1, iar pasul filetului prin calculul roților de schimb A_2 ... D_2.



$M_1 - \frac{1}{2} - \frac{A_1}{B_1}$ - II - *Mișcarea principală de așchiere*

3 — 4 — 3' — 4 — $\frac{A_2}{B_2}$ — $\frac{C_2}{D_2}$ — 5 — 6 — 7 — 8 — V — *Mișcarea de avans*

$M_2 - \frac{9}{10}$ - V — *Deplasarea rapidă a mecanismului de antrenare*

Fig. 14.5

Pentru prelucrarea filetelor pe stînga se cuplează roțile *3'* și *4*, scoțîndu-se din angrenare roata conică *3*.

Pentru deplasarea rapidă a păpușii mobile se utilizează motorul M_2, care antrenează, prin melcul *9* și roata melcată *10*, șurubul conducător *V*. În felul acesta, piulița conducătoare este deplasată rapid împreună cu păpușa mobilă, înainte sau înapoi, după sensul de rotație a motorului.

Roțile de schimb A_1B_1 pentru mișcarea principală de așchiere se calculează cu relația:

$$\frac{A_1}{B_1} = \frac{z_2}{z_1} \frac{n_s}{n_M}, \qquad (14.1)$$

Scanned with OKEN Scanner

în care n_s este turația sculei determinată din condiția asigurării vitezei optime de așchiere; n_M — turația motorului M_1.

Pentru mișcarea de translație (de avans), roțile de schimb se determină din condiția:

$$1\ rot \cdot sculă \cdot i_{3-4\,A2-B2} \cdot i_{C2\,D2} \cdot i_{5-6} \cdot i_{7-8} \cdot p_v = p, \qquad (14.2)$$

din care rezultă raportul roților de schimb:

$$\frac{A_2}{B_2} \cdot \frac{c_2}{D_2} = C \cdot p, \qquad (14.3)$$

în care C este constanta lanțului cinematic respectiv; p — pasul filetului care se prelucrează.

14.4. Mașini de frezat filete

Prelucrarea filetelor prin frezare prezintă anumite avantaje față de prelucrarea prin strunjire și anume: asigură o productivitate mult mai mare datorită numărului mare de muchii așchietoare ale frezei și permite prelucrarea cu ciclu de lucru semiautomat.

Precizia filetului obținut prin frezare este însă mai redusă decît a filetului obținut prin strunjire.

Frezarea filetelor poate fi efectuată atît la piese lungi, cît și la piese scurte. Ținînd seamă de acest criteriu, mașinile de frezat filet se împart în mașini de frezat filet scurt și mașini de frezat filet lung.

Filetul scurt se prelucrează cu ajutorul unei freze cu mai multe spire, care poate fi asimilată cu un grup de freze-disc așezate în planuri perpendiculare pe axa de rotație. Prelucrarea filetului se face deodată pe toată lungimea piesei. Pentru aceasta este necesar ca lungimea L a frezei (fig. 14.6), să fie mai mare decît lungimea l de filetat cu circa doi pași.

Frezarea filetului lung se face fie cu o freză disc care are profilul filetului (fig. 14.7), fie cu unul sau mai multe cuțite rotative (frezare în vîrtej, fig. 14.8).

Schema cinematică a unei mașini de frezat filet scurt este prezentată în figura 14.9.

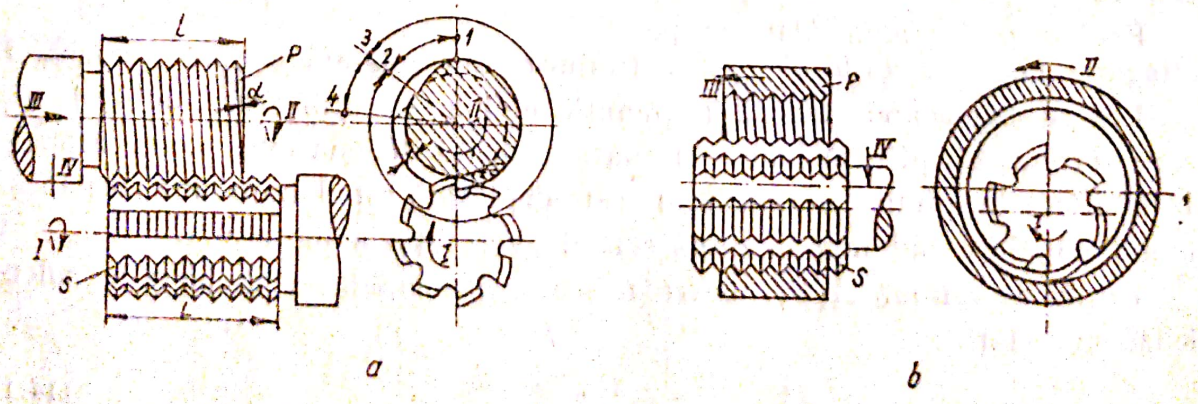


Fig. 14.6

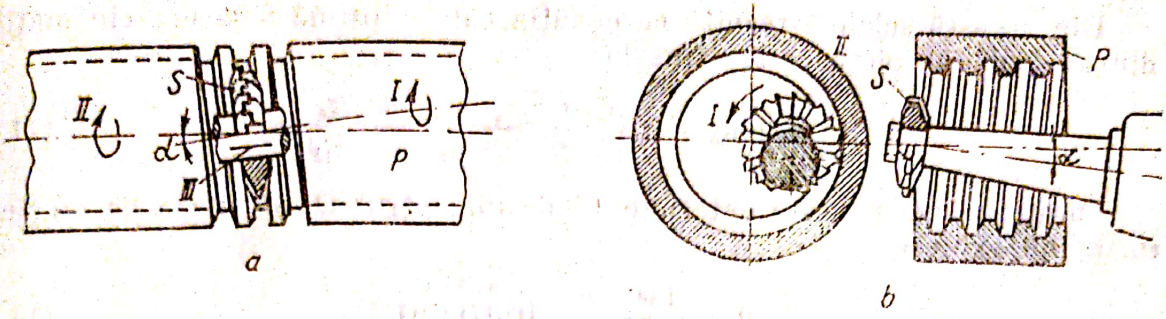


Fig. 14.7

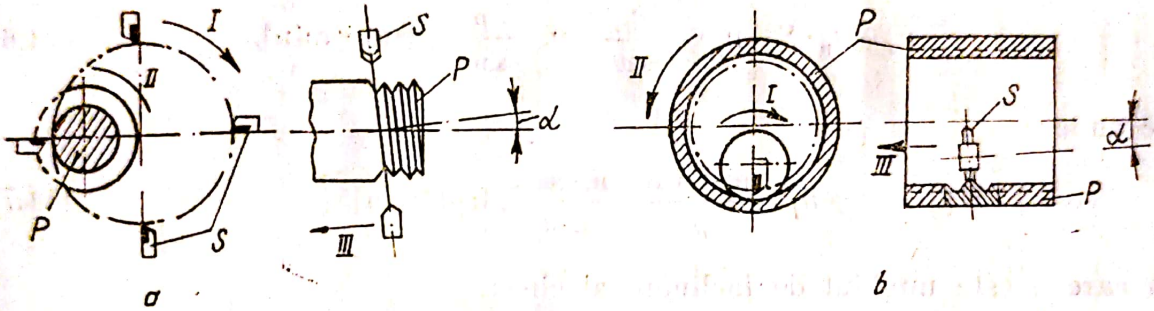


Fig. 14.8

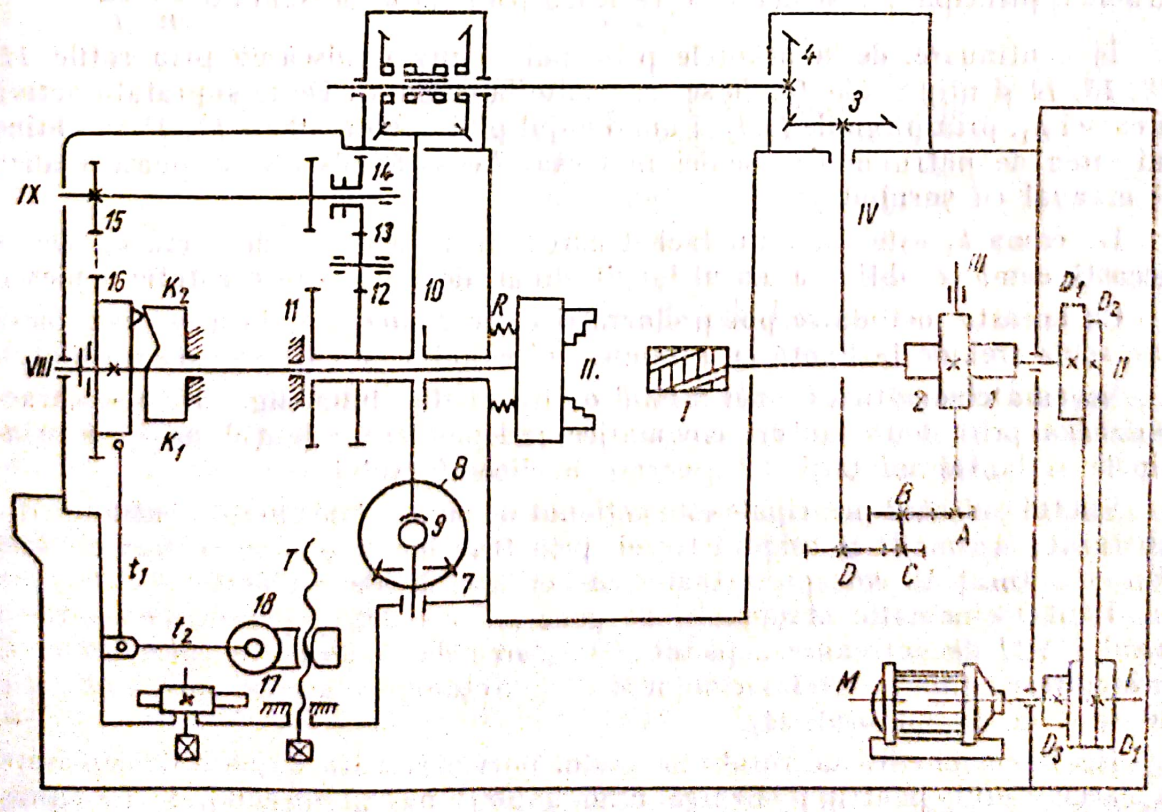


Fig. 14.9

Scanned with OKEN Scanner

Din această schemă rezultă că ecuația care exprimă legătura cinematică dintre sculă și piesă are expresia:

$$n_p = n_0 \frac{z_1}{z_2} \cdot \frac{A}{B} \cdot \frac{C}{D} \cdot \frac{z_3}{z_4} \cdot \frac{z_5}{z_6} \cdot \frac{z_7}{z_8} \cdot \frac{z_9}{z_{10}}. \tag{14.4}$$

Turația sculei n_s este determinată de diametrul D_s și viteza de așchiere v_s, avînd expresia:

$$n_s = \frac{1\,000 \cdot v_s}{\pi \cdot D_s}, \text{ [rot/min]}. \tag{14.5}$$

Turația piesei este funcție de viteza de avans v_s, care reprezintă viteza de generare a profilului filetului și de elementele caracteristice ale filetului:

$$v_s = n_p \cdot S = n_p \cdot \frac{\pi \cdot d_p}{\cos \alpha} = n_p \cdot \frac{p}{\sin \alpha}, \text{ [mm/min]}, \tag{14.6}$$

de unde

$$n_p = \frac{v_s \cdot \sin \alpha}{p} = \frac{v_s \cdot \cos \alpha}{\pi \cdot d_p}, \text{ [rot/min]}, \tag{14.7}$$

în care α este unghiul de înclinare al elicei.

Mișcarea de generare a elicei filetului, rezultată din compunerea mișcărilor de rotație a piesei și de deplasare coordonată în sens axial a acesteia, precum și mișcarea de avans transversal de pătrundere sînt derivate de la arborele principal al sculei și se reglează prin roțile de schimb $\frac{A}{B} \cdot \frac{C}{D}$.

În continuare, de la arborele principal se preia mișcarea prin roțile *11*, *12*, *13*, *14* și prin roțile *15*, *16* se transmite la cama k_1. De la suprafața activă a camei k_1, prin pîrghiile l_1, l_2 și angrenajul pinion-cremalieră *17*, *18* se obține mișcarea de pătrundere a sculei în piesă. Această mișcare se poate realiza și manual cu șurubul *P*.

De cama k_1 este fixat un tachet care este în contact cu cuma k_2. De la această camă se obține avansul longitudinal, de un pas la o rotație a piesei.

Cu această metodă se pot prelucra și filete conice, dar în acest caz piesa sau scula trebuie înclinată cu semiunghiul conului pe care se execută filetul.

Schema cinematică a unei mașini de frezat filet lung (fig. 14.10) se caracterizează prin două lanțuri cinematice independente: lanțul mișcării principale și lanțul mișcării de generare a elicei filetului.

Lanțul mișcării principale este acționat de motorul de curent continuu M_1, cu turație variabilă și asigură frezei, prin transmisia de curea trapezoidală D_1—D_2, turațiile corespunzătoare vitezei optime de așchiere.

Lanțul cinematic al mișcării de generare asigură mișcarea de rotație a axului *VII* de antrenare a piesei și mișcarea de deplasare a căruciorului *C* prin intermediul șurubului conducător *S*. Acționarea acestui lanț cinematic se face de la motorul M_2.

Reglarea mișcării de rotație a axului port-piesă și a mișcării de deplasare a căruciorului, pentru realizarea unui anumit pas al filetului, se face prin roțile *A*/*B*.

Scanned with OKEN Scanner

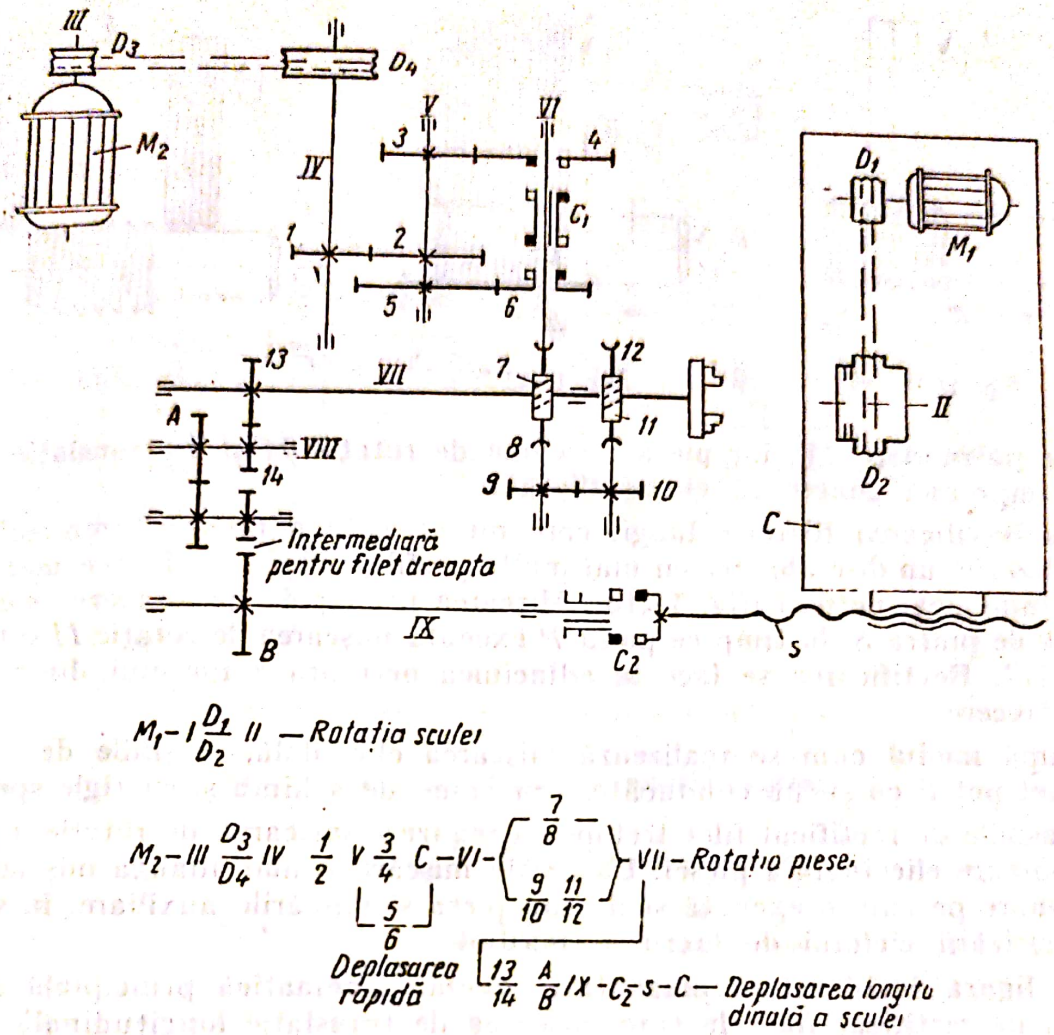


Fig. 14.10

14.5. Mașini de rectificat filete

Mașinile de rectificat filete sînt destinate rectificării filetelor de precizie superioară ale organelor de comandă și transmitere a mișcării, a sculelor și verificatoarelor cum și rectificării pieselor cu profiluri complexe.

În funcție de felul dimensiunile și precizia filetului, rectificarea filetelor exterioare și interioare se execută după diferite metode. La rectificarea filetelor lungi, foarte precise se folosește ca sculă un abraziv cu diametru mare (200 ... 500 mm) și subțire (6 ... 12 mm), cu o singură muchie prelucrătoare (cu un singur profil, fig. 14.11). Scula are profilul secțiunii părții active identic cu profilul golului filetului și execută mișcarea principală de așchiere *I*, iar piesa *P* execută mișcările de rotație *II* și translație *III*.

Un alt principiu de rectificare folosește ca sculă un disc abraziv cu mai multe profiluri (fig. 14.12), lățimea discului este cel puțin cu un pas mai mare decît lungimea totală a filetului. Scula execută mișcarea de rotație *I* și avan-

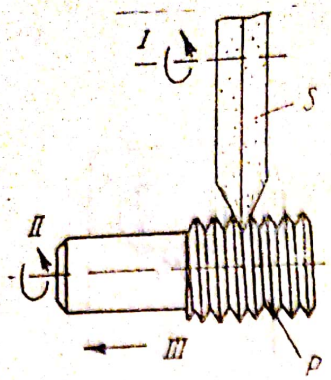


Fig. 14.11

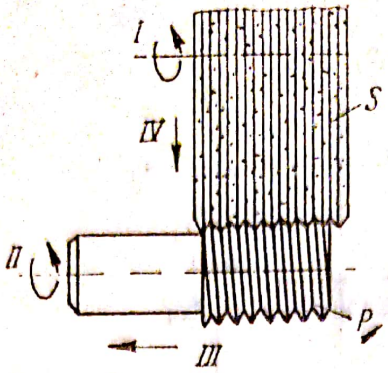


Fig. 14.12

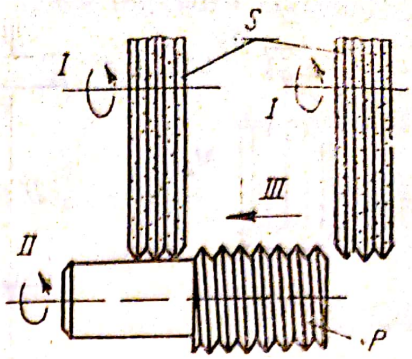


Fig. 14.13

sul de pătrundere *IV*, iar piesa mișcarea de rotație *II* și de translație *III*, care împreună generează elicea filetului.

La rectificarea filetelor lungi, care nu necesită o precizie prea ridicată, se utilizează un disc abraziv cu mai multe profiluri, dar cu o lățime mai mică decît lungimea filetului (fig. 14.13). Mișcarea principală de așchiere este executată de piatra *S*, în timp ce piesa *P* execută mișcarea de rotație *II* și translație *III*. Rectificarea se face la adîncimea necesară a filetului, dintr-o singură trecere.

După modul cum se realizează mișcarea elicoidală, mașinile de rectificat filet pot fi cu șurub conducător, cu came de schimb și cu rigle speciale.

Mașinile de rectificat filet trebuie să realizeze mișcarea de rotație a piesei și o mișcare elicoidală a piesei. La aceste mișcări se mai adaugă mișcarea de detalonare pe care o execută scula sau piesa și mișcările auxiliare, în scopul automatizării ciclului de lucru al mașinii.

În figura 14.14 este reprezentată schema cinematică principială a unei mașini de rectificat filet, la care mișcarea de translație longitudinală a piesei este realizată cu ajutorul unui șurub conducător.

Mișcarea de rotație a sculei *S* se obține de la motorul M_1 prin intermediul cutiei de viteze CV_1, care permite alegerea regimului optim de așchiere. Din lanțul cinematic respectiv, se poate determina turația sculei.

$$n_s = n_{M_1} \cdot i_{1-2} \cdot i_{cv_1} \cdot i_{3-4} = C_1 \cdot i_{cv_1} , \qquad (14.8)$$

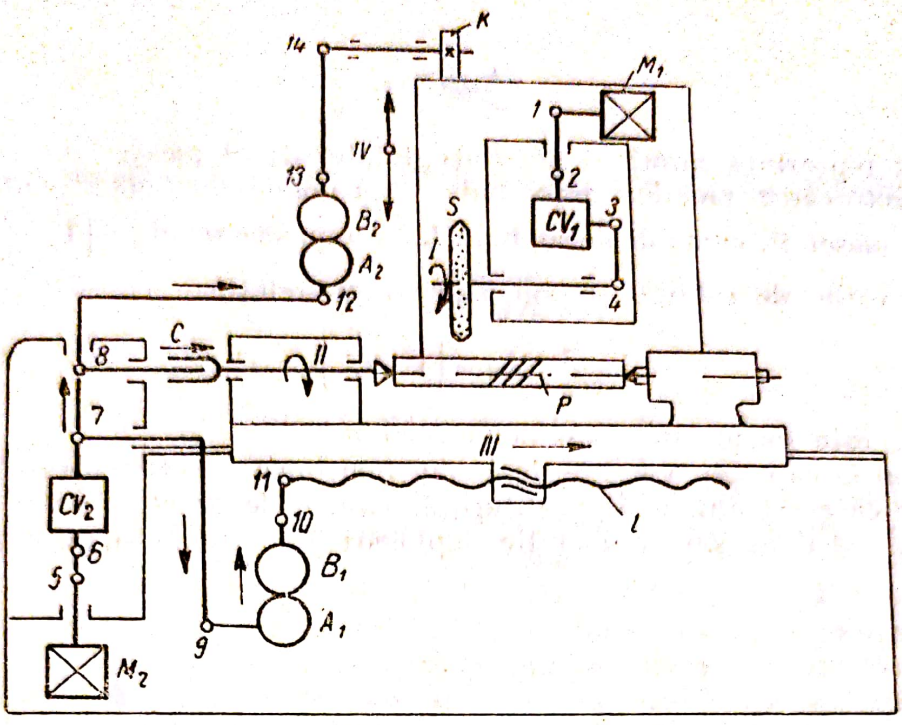
unde C_1 este constanta lanțului cinematic; n_s — turația sculei: i_{cv} — raportul de reglare al cutiei de viteze.

Mișcarea de rotație a piesei este realizată de motorul M_2 prin cutia de viteze CV_2 și transmisia constantă i_{7-8}. Cuplajul telescopic are rolul de a asigura transmiterea mișcării de rotație a piesei *P* în timpul deplasării longitudinale a mesei mașinii. Ecuația cinematică pentru determinarea turației piesei este:

$$n_p = n_{M_2} \cdot i_{5-6} \cdot i_{cv_2} \cdot i_{7-8} = C_2 \cdot i_{cv_2}. \qquad (14.9)$$

Mișcarea longitudinală a mesei se obține prin punerea în mișcarea de rotație a șurubului conducător, pe care se deplasează o piuliță solidară cu masa mașinii. Șurubul conducător primește mișcarea prin roțile de schimb A_1B_1 și trebuie să asigure o deplasare a mesei egală cu pasul *p* al filetului de rectificat pentru o rotație a piesei *P*.

Scanned with OKEN Scanner



$M_1 - l_{1-2} l_{CV_1} l_{3-4}$ S — Mișcarea principală de așchiere

$M_1 - l_{5-6} l_{CV_2}$ — l_{7-8} P — Mișcarea de rotație a piesei

— $l_{8-12} l_{A_2 B_2} l_{13-14}$ K — Mișcare de detalonare

— $l_{7-9} l_{A_1 B_1} l_{10-11}$ L — Mișcarea longitudinală a piesei P

Fig. 14.14

$$1\ rot \cdot piesă \cdot i_{8-7} \cdot i_{7-9} \cdot \frac{A_1}{B_1} \cdot i_{10-12} \cdot p_L = p, \qquad (14.10)$$

de unde

$$\frac{A_1}{B_1} = C_3 \frac{p}{p_L}. \qquad (14.11)$$

Mișcarea de detalonare este strîns legată de mișcarea de rotație a piesei și de mișcarea de translație în cazul cînd piesele de rectificat au canale elicoidale. Din aceste motive, mișcarea se primește de la cutia de viteze CV_2 trecînd printr-o cutie cu roți de schimb pentru detalonare A_2B_2. În final se rotește cama de detalonare K, deplasînd în mod corespunzător suportul de rectificat.

În cazul detalonării simple, roțile de schimb A_2B_2 trebuie să asigure egalitatea:

$$1\ rot \cdot piesă \cdot i_{8-12} \cdot \frac{A_2}{B_2} \cdot i_{13-14} = z \text{ rotații ale camei } K,$$

Scanned with OKEN Scanner

de unde:

$$\frac{A_2}{B_2} = C_4 \cdot z, \tag{14.12}$$

în care z reprezintă numărul de dinți detalonați ai piesei.

La rectificarea pieselor detalonate cu canale elicoidale, pentru fiecare rotație a piesei P, cama de detalonare K trebuie să execute $z\left(1 \pm \frac{p}{p_e}\right)$ rotații, astfel că roțile de schimb se vor calcula cu relația:

$$\frac{A_2}{B_2} = C_4 \cdot z\left(1 \pm \frac{p}{p_e}\right), \tag{14.13}$$

în care p_e este pasul elicei canalelor elicoidale.

În cazul în care cama K are două sau mai multe profiluri, raportul A_2/B_2 se împarte cu acest număr de profiluri ale camei, deoarece la o rotație a acesteia corespund două sau mai multe deplasări ale suportului discului de rectificat.

Scanned with OKEN Scanner

15

MAȘINI PENTRU PRELUCRAREA DANTURII ROȚILOR DINȚATE

15.1. Generalități

Prelucrarea roților dințate se rezumă în cele din urmă la generarea dinților pe semifabricatul cilindric sau conic, de formă și în număr corespunzător condițiilor cinematice.

În timpul prelucrării dinților se pun cîteva probleme de a căror rezolvare depind calitatea roții dințate și calitatea angrenării. Prima problemă este legată de executarea corectă și precisă a profilului și a doua, tot atît de importantă, legată de realizarea împărțirii cercului primitiv în părți egale, corespunzător numărului de dinți, mai exact păstrarea mărimii pasului în limite de toleranțe foarte restrînse. Desigur și alte probleme ca: înălțimea dintelui, calitatea suprafeței, excentricitatea coroanei etc. sînt hotărîtoare pentru buna funcționare a angrenajului, însă ele depind foarte mult de starea mașinii și mai puțin de metodă.

În industria constructoare de mașini există o varietate mare de roți dințate ca forme și dimensiuni, de exemplu: roți dințate cilindrice sau conice cu dantură interioară sau exterioară, cu dantură dreaptă, înclinată sau curbă, roți melcate și cremaliere. Ca dimensiuni roțile pot avea module cuprinse între 0,3 și 50 mm și un număr de dinți cuprins între 6 și 1000.

Această varietate mare de forme și dimensiuni a roților dințate a impus construcția unui număr tot mai mare de mașini pentru prelucrat roți dințate, care au la bază diferite metode de prelucrare.

Totalitatea metodelor de prelucrare a dinților roților dințate pot fi împărțite în două grupe, și anume:

— prelucrarea prin copiere, la care profilul dinților se realizează prin copierea profilului sculei (cu scule de formă) sau al unui șablon care conduce scula;

— prelucrarea prin rostogolire, la care profilul dinților se realizează prin rostogolire, pe baza legilor angrenării.

După felul sculelor și al mișcărilor utilizate, respectiv al procedeelor de așchiere, se deosebesc mașini și procedee de prelucrare a roților dințate prin: frezare, mortezare, rabotare, rectificare, șeveruire, lepuire, rodare.

15.2. Prelucrarea roților dințate cilindrice prin copiere

15.2.1. Prelucrarea roților dințate cilindrice cu scule de formă

Principiul de prelucrare al danturii prin acest procedeu rezultă din figura 15.1. Prelucrarea se face dinte cu dinte, frezele avînd formă identică cu a golului dintre dinți. După executarea unui gol se face divizarea prin rotirea

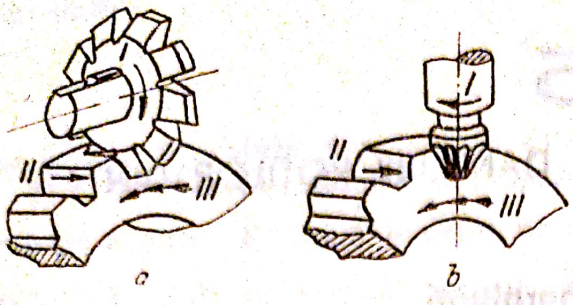


Fig. 15.1

semifabricatului cu $\frac{1}{z}$ (mișcarea *III*). Din acest motiv metoda se mai cunoaște și sub denumirea de metoda divizării. Prin această metodă se poate prelucra dantura exterioară a roților dințate cilindrice cu dinți drepți sau înclinați. Cu ajutorul frezelor deget modul, se pot prelucra și danturile în *V* sau *W* ale roților dințate cilindrice.

Prelucrarea danturilor cu scule de formă se poate face la mașini de frezat cu consolă, sau la mașini speciale de danturat (pentru danturile în *V* sau *W*).

Prelucrarea roților dințate prin metoda copierii, pe lîngă avantajele importante pe care le are, prezintă și unele dezavantaje, printre care:

— timp de lucru mare, în special datorită operației de divizare;

— număr foarte mare de scule. Pentru un anumit modul sînt necesare 8 pînă la 15 freze, în funcție de numărul de dinți;

— profilul realizat este incorect, datorită, pe de o parte impreciziei de execuție a sculei, iar pe de altă parte impreciziei de divizare.

Mașini de prelucrat roți cilindrice cu freză deget. Mașinile speciale pentru prelucrarea cu freză deget a danturilor roților cilindrice (fig. 15.2) sînt construite pentru confecționarea angrenajelor cu gabarit și modul mare, care nu pot fi prelucrate pe mașinile universale de frezat.

Generarea profilului dintelui este asigurată de profilul muchiei așchietoare a sculei, freza deget-modul, care, ca formă, se aseamănă cu aceeași

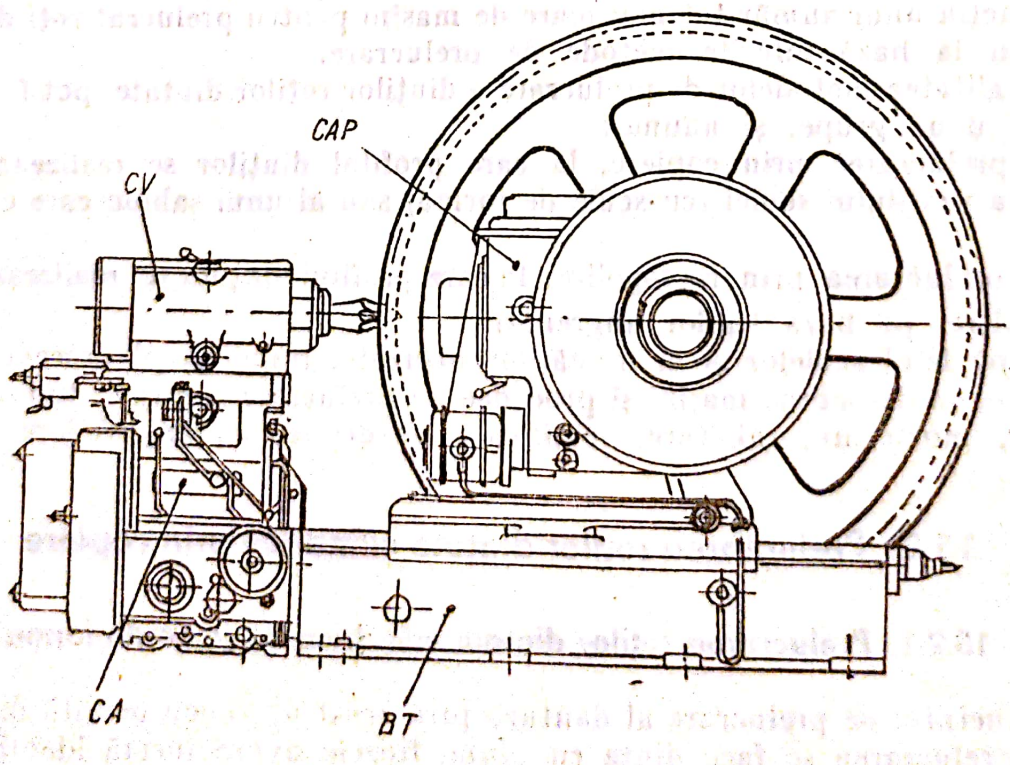


Fig. 15.2

Scanned with OKEN Scanner

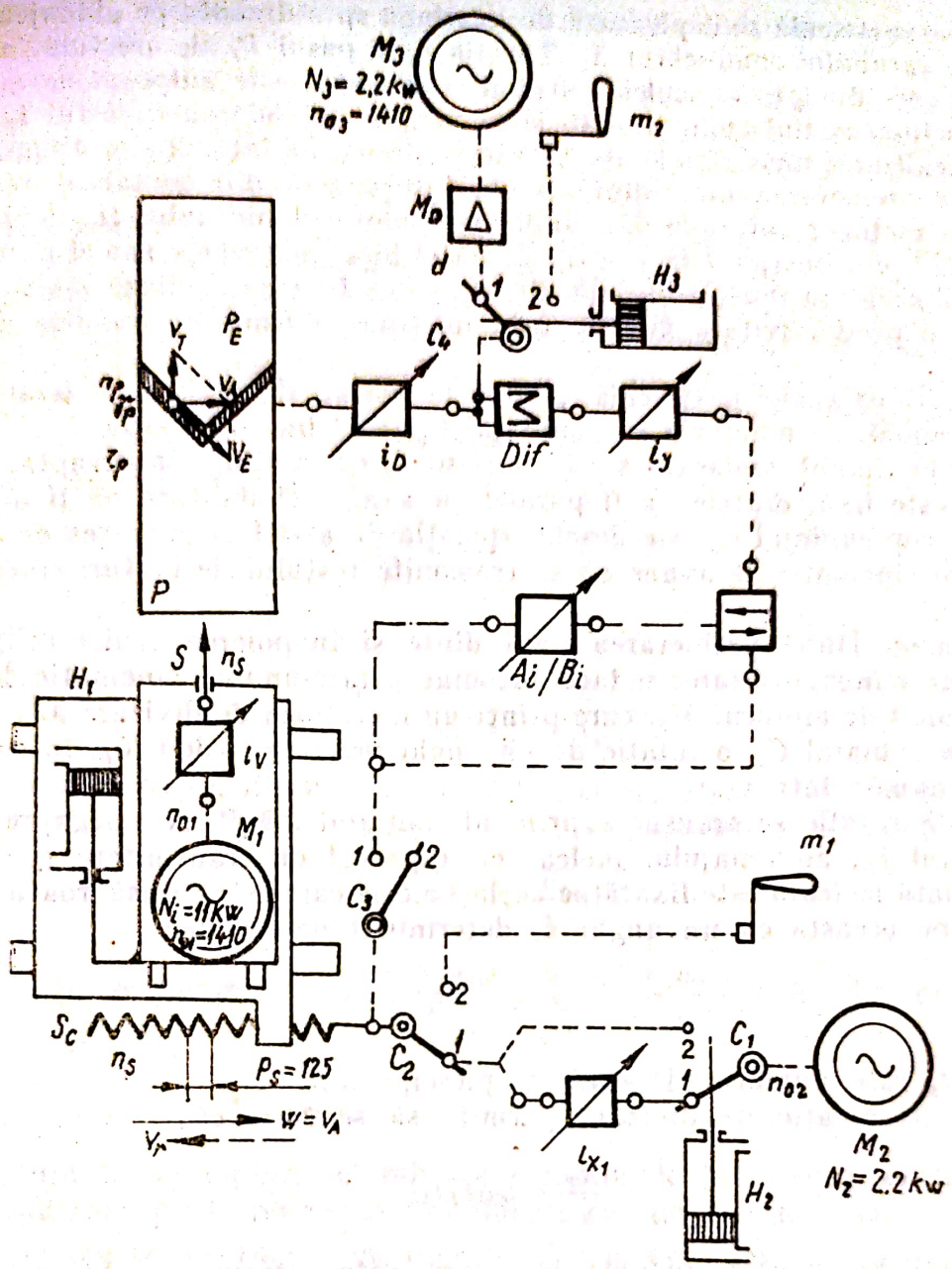


Fig. 15.3

sculă utilizată la maşinile de frezat universale, de care diferă însă din punct de vedere constructiv în special datorită dimensiunilor sale.

Aceste maşini pot prelucra roţi dinţate cu diametre pînă la 5 000 mm şi modul de 50 mm.

Una dintre maşinile reprezentative ale acestei grupe este maşina de producţie cehoslovacă tip OKU-50, a cărei schemă structurală este reprezentată în figura 15.3, în care se indică lanţurile cinematice care asigură funcţionarea la prelucrarea dinţilor drepţi, înclinaţi, în V sau W.

Viteza de aşchiere a sculei S se obţine datorită turaţiei n_s a acesteia, turaţie care se realizează, prin veriga reglabilă cu raportul de transmitere i_v, cu motorul M_1 aflat pe sania port-sculă. Se pot obţine 12 turaţii, în intervalul 71—900 rot/min.

Sania port-sculă se deplasează de la stînga spre dreapta pe ghidajele sale, datorită şurubului conducător S_c. Turaţia n_f şi pasul P_f ale acestuia asigură avansul spre dreapta al sculei. Şurubul conducător este antrenat de motorul M_2 prin intermediul cuplajului C_1 şi al verigii reglabile cu raportul i_{x_1}, care permit realizarea unui număr de 13 viteze de avans între 2,8 şi 45 mm/min.

După prelucrarea unui dinte, scula este scoasă din contactul cu piesa de către motorul hidraulic H_1, după care motorul hidraulic H_2 deplasează cuplajul C_1 din poziţia *1* în poziţia *2*, astfel încît înapoierea saniei port-sculă şi deci a sculei în poziţia iniţială din stînga se face cu o viteză mare, asigurîndu-se o productivitate mărită, prin micşorarea timpului auxiliar de înapoiere.

Manevrarea saniei port-sculă, pentru necesităţi de reglare, se poate efectua şi manual, cu manivela m_1, cuplajul C_2 fiind pus în poziţia *2*.

Dacă în timpul deplasării saniei port-sculă de la stînga la dreapta, roata-piesă P este fixă, dintele va fi paralel cu axa, deci dantura va fi dreaptă. În acest scop cuplajul C_3 este deschis (poziţia *2*), astfel că mişcarea de rotaţie din lanţul cinematic de avans nu se transmite restului de lanţuri cinematice ale maşinii.

Divizarea. După prelucrarea unui dinte şi înapoierea sculei în poziţia iniţială din stînga, divizarea se face automat, printr-un lanţ cinematic de divizare acţionat de motorul M_3, care printr-un mecanism de divizare M_D transmite, prin cuplajul C_4, o rotaţie de un unghi precis $\alpha_D = 360° K_D$, în care K_D este un număr întreg.

Această rotaţie se transmite, prin diferenţialul „*Dif*" şi veriga reglabilă cu raportul i_D, angrenajului melcat cu raportul de transmitere $i_4 = 2/150$, a cărui roată melcată este fixată pe acelaşi ax pe care este prinsă roata piesă, rotind-o pe aceasta cu un unghi α_p determinat de relaţia:

$$\alpha_p = \frac{360°}{z_p}, \tag{15.1}$$

în care: z_p este numărul de dinţi ai piesei.

Lanţul cinematic de divizare permite să se scrie că:

$$\frac{\alpha_p}{\alpha_D} = i_{dif} i_D i_4, \tag{15.2}$$

Înlocuind pe α_D şi α_p cu valorile determinate anterior, se obţine formula de calcul a raportului i_D:

$$i_D = \frac{1}{K_D \cdot i_4 \cdot z_p \cdot i_{dif}}. \tag{15.3}$$

Numărul întreg de rotaţii K_D furnizate de mecanismul de divizare M_D poate fi 2 sau 8, ceea ce permite o divizare normală, din dinte în dinte, sau o divizare din 4 în 4 dinţi.

Divizarea din 4 în 4 dinţi asigură o repartiţie mai uniformă a erorilor de divizare şi o echilibrare mai bună a roţii-piesă în timpul prelucrării, avînd în vedere că la prelucrarea cu module mari se elimină cantităţi mari de material de la exteriorul acesteia.

După efectuarea divizării, motorul hidraulic H_3 deplasează cuplajul C_4 în poziţia *2* şi ciclul de prelucrare a unui nou dinte reîncepe.

Scanned with OKEN Scanner

Maneta m_2 permite rotirea piesei pentru reglarea inițială sau pentru divizarea manuală.

Dantura înclinată necesită o mișcare relativă elicoidală între sculă și piesă. Aceasta se realizează pe cale cinematică, din combinarea unei mișcări rectilinii, efectuată în deplasarea sa de către sania port-sculă, și a unei mișcări de rotație, efectuată de roata-piesă.

Mișcarea de rotație a piesei se obține prin lanțul cinematic elicoidal (de filetare), care constă din șurubul conducător S_c, cuplajul C_3 pe poziția *1*, roțile A_t/B_t, care intervin ca un simplu angrenaj, rapoartele de transmitere fixe (constante), inversorul de sens *I*, veriga reglabilă cu raportul de transmitere i_y pentru obținerea înclinării β a dintelui, raportul de transmitere al diferențialului și raportul de transmitere i_D care intervine ca un raport fix pentru un număr dat de dinți ai roții-piesă.

Din acest lanț cinematic se poate scrie:

$$\frac{n_p}{n_\S} = \frac{A_t}{B_t} \cdot i_c i_y i_{dif} \cdot i_D i_4, \tag{15.4}$$

de unde:

$$i_y = \frac{n_p}{n_\S} \cdot \frac{1}{i_c \cdot i_4 \cdot i_{dif}} \cdot \frac{B_t}{A_t} \cdot i_D. \tag{15.5}$$

Pe de altă parte, fiindcă există egalitatea $n_p \cdot P_E = n_\S \cdot P_\S$, se poate înlocui în expresia precedentă raportul $n_p/n_\S$ prin raportul $P_\S/P_E$ obținîndu-se:

$$i_y = \frac{P_\S}{P_E} \cdot i_t \cdot \frac{B_t}{A_t} \cdot i_D.$$

Dacă ținem seama că $P_E = \frac{\pi D_p}{\operatorname{tg}\beta} = \frac{\pi m_a z_p}{\operatorname{tg}\beta} = \frac{\pi \cdot m_n \cdot z_p}{\sin\beta}$, se obține:

$$i_y = \frac{\sin\beta}{\pi m_n z_p} P_s i_t \frac{B_t}{A_t} i_D, \text{ sau } i_y = C_e \frac{\sin\beta}{m_n z_p} \tag{15.6}$$

Dantura în *V* implică schimbarea sensului de înclinare a dintelui, ceea ce se realizează prin inversarea sensului de rotație a roții-piesă.

Inversarea se efectuează cu inversorul *I* și este comandată de roțile de schimb A_t/B_t ale căror rapoarte de transmitere s-au menționat.

Mașina este echipată cu un sistem hidraulic de automatizare, care asigură prelucrarea integral automată a tuturor dinților unei roți indiferent dacă aceștia sînt drepți, înclinați în *V* sau *W*.

15.3. Mașini de danturat roți dințate cilindrice prin rulare

Prelucrarea danturii roților cilindrice prin rulare se bazează pe posibilitatea generării cinematice a curbei generatoare (evolventă) în procesul de rulare dintre piesă și sculă. Rularea reproduce angrenarea piesei și sculei cu cremaliera de referință teoretică, materializată în spațiu de către muchiile așchietoare ale sculei.

Scanned with OKEN Scanner

Aceasta metodă de prelucrare este superioară prelucrării prin copiere atît din punct de vedere al productivității, cît și din punct de vedere al preciziei de pas și de profil pe flancul dintelui.

Sculele folosite pot prelucra orice număr de dinți pentru un același modul. Divizarea este continuă, fiind realizată de însuși lanțul cinematic de rulare, sau periodică în care caz există și un lanț cinematic separat de divizare.

Mașinile-unelte destinate prelucrării prin rulare a roților dințate cilindrice sînt mașini specializate de frezat cu freză-melc, de mortezat sau rabotat cu sculă-roată și cu sculă-cremalieră sau mașini de broșat.

15.3.1. Mașini de danturat cu freză-melc

Mașinile de danturat cu freză-melc realizează cea mai largă gamă de prelucrări, acest fapt precum și productivitatea ridicată ce le caracterizează făcînd ca ele să aibă cea mai mare răspîndire dintre mașinile de danturat. Din același motiv există și o mare varietate de tipuri constructive.

Prelucrarea danturii cu freza-melc se bazează pe principiul generării evolventei cu dreaptă mobilă, în care caz prin rotirea frezei melc, profilul cremalierei de referință în secțiunea normală pe elicea melcului se deplasează în lungul normalei cu viteza v (fig. 15.4) a cărei expresie este:

$$v = p_s z_s n_s \ [\text{mm/min}], \tag{15.7}$$

în care: p_s este pasul cremalierei de referință în secțiunea normală pe elicea melcului, în mm; z_s — numărul de începuturi ale frezei-melc: n_s — turația frezei-melc, în rot/min.

Roata dințată de prelucrat se rotește în jurul unei axe fixe cu viteza unghiulară ω_p, avînd o viteză periferică v egală cu viteza de deplasare a profilului cremalierei de referință — valoarea ei este funcție de viteza unghiulară ω_p și de raza cercului de rulare R_r a roții dințate.

$$v = 60\omega_p R_r, \ [\text{mm/min}]. \tag{15.8}$$

Deoarece cele două viteze sînt egale, se poate scrie:

$$p_s z_s n_s = 60\omega_p R_r,$$

de unde, înlocuind

$$\omega_p = \frac{2\pi n_p}{60} \text{ și } R_r = \frac{mz_p}{2},$$

se obține $p_s z_s n_s = \pi m z_p n_p$,

sau ținînd seama că $p_s = \pi m$, relația devine:

$$z_s n_s = z_p n_p, \tag{15.9}$$

în care n_p este turația piesei, în rot/min; z_p — numărul de dinți ai piesei.

Lanțul cinematic de rulare se reglează printr-o verigă reglabilă al cărei raport de transmitere i_{pR} se determină din ecuația lanțului cinematic:

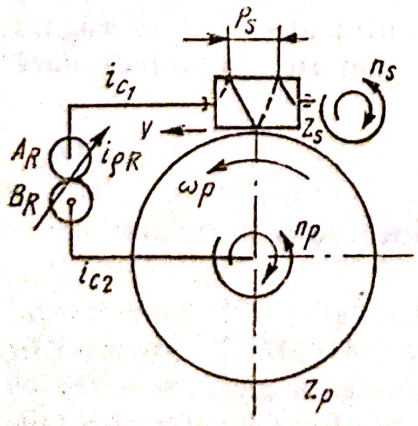


Fig. 15.4

$$n_p = n_s i_{c1} i_{pR} i_{c2}, \text{ rot/min.} \qquad (15.10)$$

Raportul de transmitere al verigii reglabile este:

$$i_{pR} = \frac{n_p}{n_s} \frac{1}{i_{c1} i_{c2}},$$

unde, considerînd relaţia (15.9) şi notînd cu C_R partea constantă a ecuaţiei se obţine:

$$i_{pR} = C_R \frac{Z_s}{Z_p}, \qquad (15.11)$$

în care C_R este constanta lanţului cinematic de rulare şi are valori caracteristice fiecărei maşini-unelte.

În timpul prelucrării danturii suportul frezei melc este înclinat astfel încît tangenta la elicea dintelui melcului să coincidă cu tangenta la elicea dintelui roţii de prelucrat. Această înclinare se realizează atît în cazul dinţilor drepţi cît şi în cazul dinţilor elicoidali cu valori ce depind de caracteristicile constructive ale frezei-melc şi ale roţii piesă.

Cinematica maşinilor de danturat cu freză-melc. Maşinile de frezat roţi dinţate sînt construite pentru frezarea danturii exterioare pe roţile dinţate cilindrice, pe roţile melcate, pentru frezarea canelurilor arborilor canelaţi. De asemenea, pot fi adaptate şi pentru frezarea canalului melcului globoidal.

În general lanţurile cinematice ale acestor maşini asigură următoarele trei mişcări: *1*) mişcarea principală de aşchiere, respectiv mişcarea de rotire a sculei; *2*) mişcarea de rotire a piesei ce se prelucrează, realizînd angrenarea cu scula, deci prelucrarea dinţilor pe toată circumferinţa piesei, din care rezultă şi mişcarea de divizare; *3*) mişcarea de avans.

În ce priveşte construcţia, se deosebesc trei tipuri de bază de maşini de frezat roţi dinţate, prin rulare, reprezentate în figura 15.5.

În figura 15.5, *1* reprezintă motorul antrenor; *2* — cutia de viteze; *3* — scula (freza-melc); *4* — piesa de prelucrat; *5* — şurubul pentru avansul sculei; *6* — şurubul pentru mişcarea mesei sau coloanei maşinii; *7* — veriga reglabilă a diferenţialului; *8* — cutia de avansuri; *9* — veriga reglabilă pentru divizare; *10* — diferenţialul.

Primul tip de maşină (fig. 15.5, *a*) şi cel mai simplu conţine, în afară de motorul antrenor, sculă şi piesă, următoarele mecanisme principale: mecanismul *2* pentru rotirea sculei, mecanismul *9* pentru mişcarea continuă de rotire, respectiv de divizare a piesei; mecanismul de avans *8*.

Celelalte două tipuri (reprezentate în fig. 15.5, *b* şi *c*) au în plus un mecanism diferenţial *10* care uşurează reglarea şi utilizarea maşinii pentru prelucrarea roţilor cu dinţi înclinaţi, a roţilor al căror

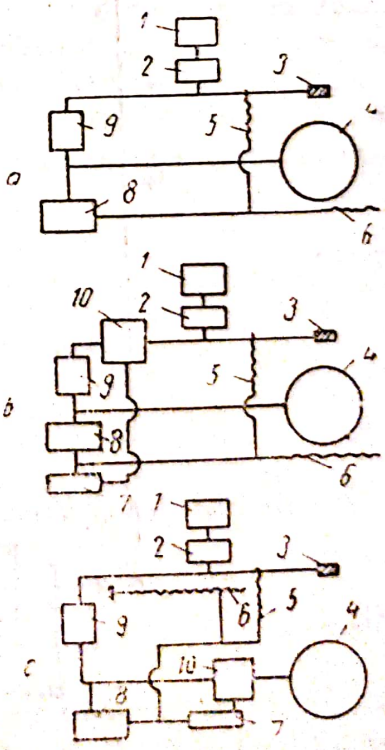


Fig. 15.5

număr de dinţi este un număr prim şi pentru prelucrarea roţilor melcate prin metoda avansului tangenţial. Între aceste două tipuri de maşini nu există decît deosebiri constructive neesenţiale. Aceste deosebiri constau din situarea mecanismului diferenţial înaintea sau după veriga pentru reglarea mişcării de rulare (fig. 15.5, *b* şi *c*) sau absenţa mecanismului diferenţial (fig. 15.5, *a*).

La baza tuturor maşinilor de frezat roţi dinţate prin rulare, prevăzute cu mecanism diferenţial, stă schema structurală reprezentată în figura 15.6. Lanţurile cinematice ale maşinii sînt antrenate de acelaşi motor electric *M*, iar reglarea lor se realizează prin intermediul unor verigi reglabile cu roţi de schimb.

Reglarea lanţului cinematic pentru viteza de aşchiere. Urmărind figura 15.6 se poate scrie următoarea relaţie a lanţului cinematic pentru viteza de rotire a sculei:

$$n_s = n_0 i_1 i_v i_2 i_3, \text{ [rot/min]}, \qquad (15.12)$$

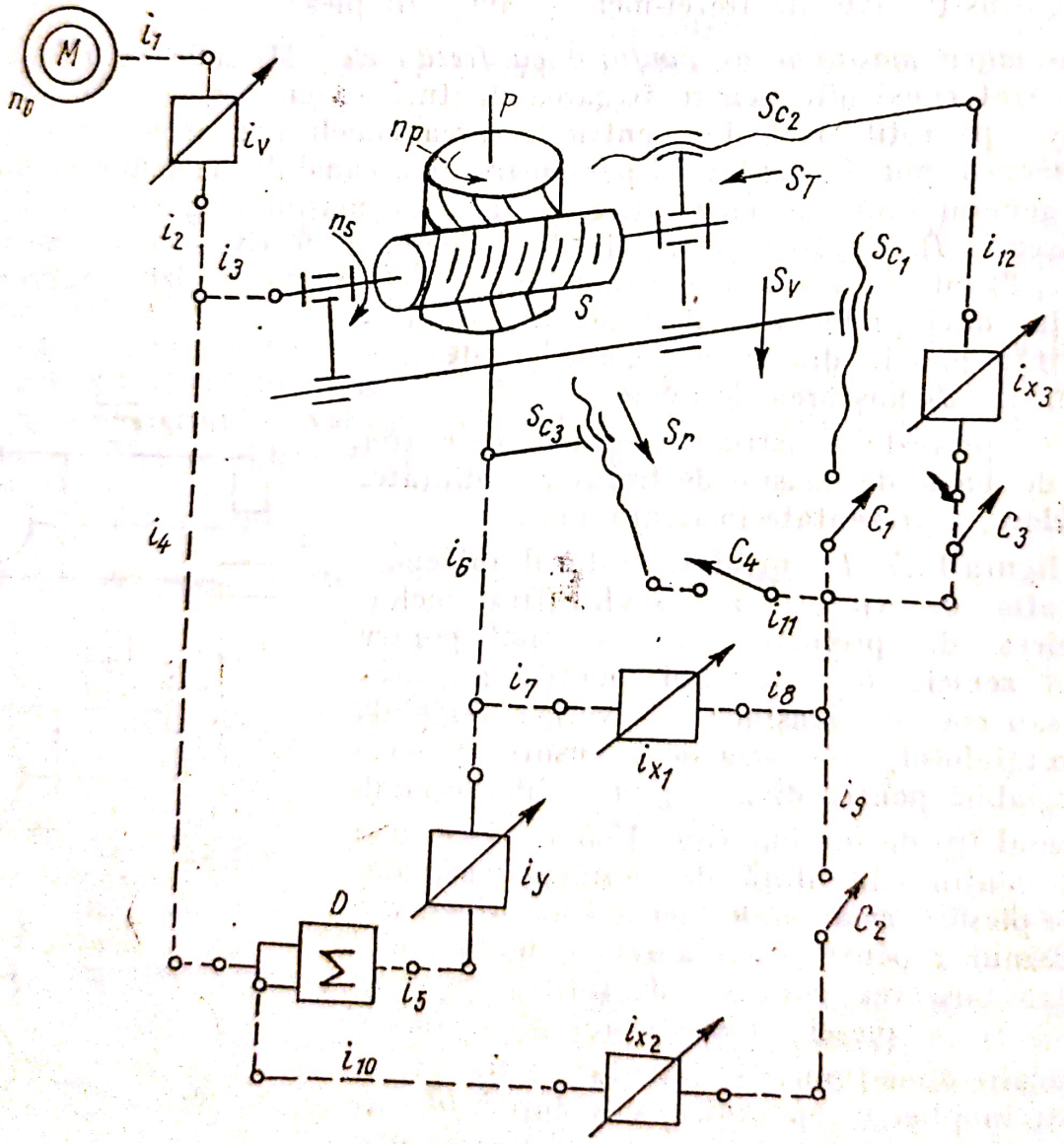


Fig. 15.6

Scanned with OKEN Scanner

de unde se poate determina raportul de transmitere al verigii reglabile sub forma:

$$i_v = \frac{n_s}{n_0 i_1 i_2 i_3}. \tag{15.13}$$

Considerînd că:

$$n_s = \frac{1\,000\, v_a}{\pi d_e}, \tag{15.14}$$

şi notînd cu C_p partea constantă a ecuaţiei, se obţine ecuaţia de reglare a lanţului cinematic principal sub forma:

$$i_v = C_p \frac{v_a}{d_e}, \tag{15.15}$$

în care: d_e este diametrul exterior al frezei-melc, în mm; v_a — viteza de aşchiere, în m/min.

Lanţul cinematic de rulare este destinat pentru asigurarea generării profilului evolventic al flancului dintelui, constituind în acelaşi timp lanţul cinematic de divizare, deoarece în procesul de rulare se produce angrenarea dintre piesă şi sculă, ceea ce dă caracterul unei divizări continui. Acest lanţ cinematic este un lanţ generator complex, legătura cinematică între capătul de intrare (scula) şi capătul de ieşire (piesa), fiind relaţia (15.9) din care se deduce:

$$\frac{n_p}{n_s} \cdot \frac{z_s}{z_p}. \tag{15.16}$$

Reglarea în cazul prelucrării roţilor dinţate cu dinţi drepţi se realizează prin intermediul verigii reglabile cu raportorul de transmitere i_y, în care caz diferenţialul funcţionează ca un mecanism de transmitere, avînd un raport de transmitere constant cu o valoare ce depinde de construcţia acestuia.

Ecuaţia lanţului cinematic de rulare, considerînd n_s ca semnal de intrare şi n_p ca semnal de ieşire, are forma:

$$n_p = n_s \frac{1}{i_3}\, i_4 i_D i_5 i_y i_6, \tag{15.17}$$

de unde raportul de transmitere al verigii reglabile este:

$$i_y = \frac{n_p}{n_s} \frac{i_3}{i_4 i_D i_5 i_6},$$

în care, înlocuind relaţia (15.16) şi notînd cu C_R partea constantă, se obţine ecuaţia de reglare a lanţului cinematic de rulare:

$$i_y = C_R \frac{z_s}{z_p}. \tag{15.18}$$

Reglarea în cazul prelucrării roţilor dinţate cu dinţi elicoidali se efectuează ţinînd cont de faptul că direcţia tangentei dintelui nu coincide cu direcţia mişcării de avans, ca în cazul dinţilor drepţi, ci este înclinată cu unghiul β

Scanned with OKEN Scanner

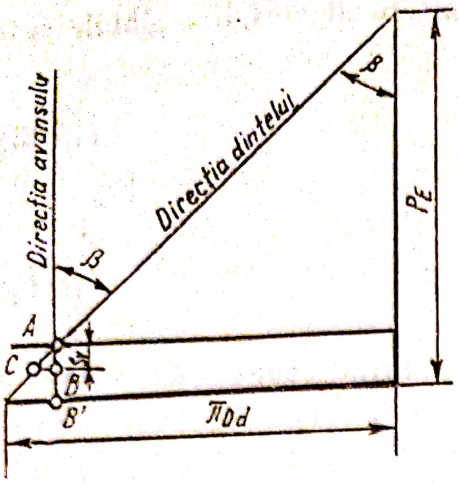


Fig. 15.7

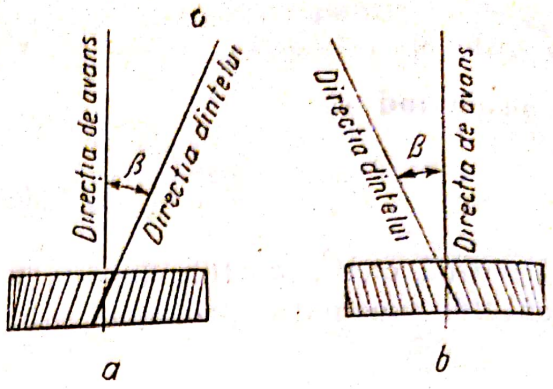


Fig. 15.8

într-un sens sau altul (fig. 15.7), după cum dinții sînt cu elicea pe dreapta (fig. 15.8, *a*) sau cu elicea pe stînga (fig. 15.8, *b*).

Ca urmare, deplasarea frezei cu avansul S_v la o rotație a piesei în mișcarea de rulare se va face din punctul A pînă în punctul B (fig. 12.7) ca la prelucrarea dinților drepți, în timp ce, pentru prelucrarea dinților elicoidali, freza trebuie să parcurgă spațiul AC pe direcția tangentei la elicea dintelui. Teoretic există trei posibilități de rezolvare a problemei:

a. Imprimarea unei mișcări de rotație suplimentară roții-piesă necesar rotirii ei cu arcul BC;

b. Înclinarea direcției ghidajelor pentru sania de avans după direcția tangentei la elicea dintelui;

c. Imprimarea unui avans axial frezei-melc pentru a se deplasa la o rotație a piesei din punctul B în punctul C.

În construcția mașinilor de frezat se folosește frecvent prima posibilitate, rotirea suplimentară a piesei, deși la unele mașini există și posibilitatea deplasării axiale a frezei-melc folosită la prelucrarea roților melcate cu avans tangențial și pentru realizarea avansului diagonal.

Mișcarea suplimentară la o rotație a piesei poate fi exprimată prin $\frac{BC}{\pi D_d}$ și ea se însumează algebric cu mișcarea de rulare.

Dacă freza-melc are z_s începuturi și roata dințată z_p dinți, pentru z_p/z_s rotații ale frezei-melc corespund $1 \pm \frac{BC}{\pi D_d}$ rotații ale piesei sau, după cum rezultă din figura 15.7, $1 \pm \frac{S_v}{P_E}$. Semnul plus corespunde cazului cînd sensul elicei melcului corespunde cu cel al elicei dintelui roții (ambele pe dreapta sau ambele pe stînga), iar semnul minus cazului cînd sensul elicei melcului este invers în raport cu cel al elicei dintelui roții.

Calculul de reglare a lanțului de rulare pentru prelucrarea dinților elicoidali se face în două etape. În prima etapă se calculează roțile de schimb pentru divizare după relația (15.18) ca în cazul prelucrării dinților drepți, iar în a doua etapă se calculează roțile de schimb pentru realizarea mișcării suplimentare. Această mișcare se însumează algebric, prin intermediul diferențialului cu mișcarea de divizare (rulare). Lanțul cinematic pentru mișcarea

Scanned with OKEN Scanner

suplimentară a piesei are, ca elemente finale, șurubul conducător al saniei avansului vertical ca element conducător, cu semnalul de intrare n_{sc1} și masa mașinii ca element condus, avînd ca semnal de ieșire turația suplimentară n_{ps}. Pentru o rotație a șurubului conducător rotirea suplimentară a piesei este:

$$n_{ps}=\frac{P_1}{P_E},$$

iar pentru n_{sc1} rotații ale șurubului conducător,

$$n_{ps}=n_{sc1}\frac{P_1}{P_E},$$

de unde rezultă:

$$\frac{n_{ps}}{n_{sc1}}=\frac{P_1}{P_E}, \tag{15.19}$$

în care: P_1 este pasul șurubului conducător pentru avans vertical, în mm; P_E — pasul elicei dintelui, în mm.

Ecuația lanțului cinematic pentru mișcarea suplimentară are forma:

$$n_{sp}=n_{sc1}i_9i_{x2}i_{10}i_Di_5i_yi_6. \tag{15.20}$$

Considerînd ecuația (15.19), în care

$$P_E=\frac{\pi m_n z_p}{\sin\beta},$$

ecuația de reglare a lanțului cinematic pentru mișcarea suplimentară se obține sub forma:

$$i_{x2}=\pm C_{ms}\frac{\sin\beta}{m_n z_s}. \tag{15.21}$$

Valoarea constantei lanțului cinematic este:

$$C_{ms}=\frac{P_1}{\pi i_9 i_{10} i_D C_R i_5 i_6}.$$

Lanțul cinematic pentru avansul vertical. Capătul de intrare al lanțului cinematic de avans vertical este piesa, iar capătul de ieșire este șurubul conducător S_{c1}. Deoarece avansul se consideră pentru o rotație a piesei, semnalul de intrare este o rotație a piesei, iar semnalul de ieșire avansul vertical S_v. Reglarea lanțului se face prin veriga reglabilă al cărei raport de transmitere i_{x1} se calculează din ecuația lanțului cinematic exprimată sub forma:

$$S_v=\frac{1}{i_6}i_7i_{x1}i_8p_1. \tag{15.22}$$

Avansul vertical se poate exprima prin relația:

$$S_v=1\ rot\cdot piesă\ s_z z_s z_p,\ [\text{mm/rot}\cdot\text{piesă}], \tag{15.23}$$

în care: s_z este avansul pe dinte, în mm/dinte: z_s — numărul de dinți ai frezei melc; z_p — numărul de dinți ai roții piesă.

Scanned with OKEN Scanner

Introducînd relaţia (15.23) în (15.22), raportul de transmitere al verigii reglabile are forma:

$$i_{x1}=\frac{i_6}{i_7 i_8 p_1}\, s_z z_s^v z_p,$$

sau, notînd cu C_{sv} partea constantă, ecuaţia de reglare a avansului vertical devine:

$$i_{x1}=C_{sv} s_s^v z_s z_p, \tag{15.24}$$

în care C_{sv} este constanta lanţului cinematic pentru avans vertical.

Lanţul cinematic pentru avansul radial este destinat pentru realizarea unei apropieri între piesă şi sculă necesară pentru stabilirea adîncimii de aşchiere, în care caz mişcarea de avans este intermitentă, sau pentru prelucrarea roţilor melcate cu avans radial, în care caz mişcarea de avans este continuă. Mişcarea de avans radial se realizează de către masa maşinii, pentru maşini de frezat cu masă deplasabilă, sau de către montantul principal pentru maşini de frezat cu masă fixă. Ca urmare, capătul de intrare al acestui lanţ este întotdeauna piesa de prelucrat, avînd ca semnal de intrare o rotaţie a sa, iar capătul de ieşire este fie sania mesei maşinii, fie sania montantului principal. Semnalul de ieşire este avansul radial S_r exprimat în mm la o rotaţie a piesei. Ecuaţia lanţului cinematic de avans radial pentru schema din figura 15.6 este:

$$S_r=1\ rot\cdot piesă\ \frac{1}{i_6} i_7 i_{x1} i_{11} p_3,\ [\text{mm/rot}], \tag{15.25}$$

de unde raportul de transmitere al verigii reglabile pentru reglarea lanţului cinematic se exprimă prin relaţia:

$$i_{x1}=\frac{i_6}{i_7 i_{11} p_3} S_r,$$

sau

$$i_{x1}=C_{sr} S_r, \tag{15.26}$$

în care C_{sr} este constanta lanţului cinematic de avans radial.

Lanţul cinematic pentru avans axial al frezei melc se foloseşte în cazul prelucrării roţilor melcate cu avans tangenţial şi la prelucrarea roţilor dinţate cilindrice cu avans diagonal, prin care se înţelege un avans compus dintr-un avans vertical şi un avans axial al frezei melc.

Acest lanţ cinematic se obţine în majoritatea cazurilor prin montarea unui suport port-sculă, prevăzut cu ghidaje pe direcţia axială a frezei melc, iar în unele cazuri, mai ales la tipurile moderne de maşini de danturat, prin frezare, cum este maşina de construcţie românească FD 320 A, ele constituind o parte componentă permanentă a cinematicii maşinii.

Considerînd avansul tangenţial S_T mm pentru o rotire a piesei, ecuaţia lanţului cinematic pentru avans tangenţial după schema cinematică structurală din figura 15.6 are forma:

Scanned with OKEN Scanner

$$S_T = 1\ rot \cdot piesă\ \frac{1}{i_6} i_7 i_{x1} i_8 i_{12} p_2,\ \ [\text{mm/rot}]. \qquad (15.27)$$

de unde

$$i_{x1} = \frac{i_6}{i_7 i_8 i_{12} p_2} S_T,$$

sau notînd cu C_{sT} partea constantă a ecuației, relația de reglare a lanțului cinematic pentru avans tangențial este:

$$i_{x1} = C_{sT} S_T. \qquad (15.28)$$

Mișcarea de avans a saniei transversale, pentru obținerea avansului tangențial S_T, este asigurată de veriga reglabilă cu raportul de transmitere i_{x1}, veriga reglabilă cu raportul de transmitere i_{x2} (care este o cutie de multiplicare) și șurubul conducător S_{c2}.

Veriga reglabilă cu raportul de reglare i_{x3} este necesară pentru a obține anumite rapoarte între cele două viteze de avans W_{axS}/W_{axP} la prelucrarea roților melcate prin metoda tangențială, sau la frezarea danturilor prin metoda diagonală.

Calculul de reglare a lanțului cinematic de rulare-divizare se efectuează ținînd seama de faptul că în timpul prelucrării roților melcate cu avans tangențial sînt necesare două mișcări relative între piesă și sculă și anume: o mișcare de rulare care reproduce angrenarea între melcul sculă și roata melcată piesă și o mișcare de avans axial a sculei care reprezintă o înșurubare a melcului în roata melcată.

Ca urmare, pentru a se menține angrenarea, ceea ce conduce la o prelucrare corectă a roții melcate, este necesară o mișcare suplimentară de rotire a frezei melc sau a roții melcate.

Raportul de transmitere al verigii pentru reglarea lanțului cinematic de rulare se calculează cu relația (15.18) ca și în cazul prelucrării roților dințate cilindrice cu dinții drepți.

Pentru obținerea mișcării suplimentare de rotație a piesei se folosește lanțul cinematic ce trece prin diferențial, al cărui capăt de intrare este șurubul conducător S_{c2}, iar capătul de ieșire, masa mașinii, reglarea fiind realizată de veriga reglabilă cu raportul de transmitere i_{x2}. În timpul prelucrării roților melcate cu avans tangențial, cuplajele C_1 și C_4 sînt decuplate, în timp ce cuplajele C_2 și C_3 sînt cuplate.

Pentru a scrie ecuația lanțului cinematic pentru mișcarea suplimentară de rotire a piesei se consideră că la o deplasare a frezei melc cu pasul p_m, șurubul conducător S_{c2} se va roti cu P_m/P_2 rotații, în timp ce piesa se va roti cu $1/z_p$ rotații.

Deci expresia:

$$\frac{1}{z_p} = \frac{p_m}{p_2} \frac{1}{i_{12}} \cdot i_9 i_{x2} i_{10} i_D i_y i_5 i_6, \qquad (15.29)$$

reprezintă ecuația de reglare a lanțului, de unde:

$$i_{x2} = \frac{p_2}{p_m z_p} \frac{i_{12}}{i_9 i_5 i_6 i_{10}} \frac{1}{i_D} \frac{1}{i_y},$$

Formule pentru reglarea diferitelor mașini de danturat prin frezare

Marca fabricii	Tipul	Formule de calcul		
		Lanțul cinematic de rulare	Lanțul cinematic al mișcării suplimentare	
			Pentru dinți înclinați	Pentru roți melcate
U.M. CUGIR	FD 320	$24\frac{z_s}{z_p}$ pentru $z_p<200$ $48\frac{z_s}{z_p}$ pentru $z_p>200$	$6\frac{\sin\beta}{m_n z_s}$	$6\frac{\cos\gamma}{m_n z_s}$ $3\frac{\cos\gamma}{m_n z_s}$ $1,2\frac{\cos\gamma}{m_n z_s}$
	FD 320 A	$24\frac{z_s}{z_p}$ pentru $z_p<200$ $48\frac{z_s}{z_p}$ pentru $z_p>200$	$6\frac{\sin\beta}{m_n z_s}$	$6\frac{\cos\gamma}{m_n z_s}$ $3\frac{\cos\gamma}{m_n z_s}$ $1,5\frac{\cos\gamma}{m_n z_s}$
KOMSOMOLET	5 D 32	$24\frac{z_s}{z_p}$ pentru $z_p<161$ $48\frac{z_s}{z_p}$ pentru $z_p>161$	$7,957728\frac{\sin\beta}{m_n z_s}$	$2,387318\frac{\cos\gamma}{m_n z_s}$
	5 B 32	$24\frac{z_s}{z_p}$ pentru $z_p<200$ $48\frac{z_s}{z_p}$ pentru $z_p>200$	$5,96831\frac{\sin\beta}{m_n z_s}$	$9,7454\frac{\cos\gamma}{m_n z_s}$
PFAUTER	R 1	$24\frac{z_s}{z_p}$ pentru $z_p<200$ $48\frac{z_s}{z_p}$ pentru $z_p>200$	$5,96831\frac{\sin\beta}{m_n z_s}$	$10,16035\frac{\cos\gamma}{m_n z_s}$
MODUL	ZWF 15	$12\frac{z_s}{z_p}$	$6,73756\frac{\sin\beta}{m_n z_s}$	$3,36878\frac{\cos\gamma}{m_n z_s}$
VOLMAN	FO-6	$12\frac{z_s}{z_p}$	$5,968315\frac{\sin\beta}{m_n z_s}$	$2,786624\frac{\cos\gamma}{m_n z_s}$
NILES	RF 75 RF 105	$12\frac{z_s}{z_p}$	$7,639443\frac{\sin\beta}{m_n z_s}$	$7,64312\frac{\cos\gamma}{m_n z_s}$

Scanned with OKEN Scanner

sau, înlocuind i_v din relația (15.18) se obține:

$$i_{x2} = C'_{ms} \frac{1}{p_m z_s}, \tag{15.30}$$

în care

$$C'_{ms} = \frac{i_{12} p_2}{i_9 i_5 i_6 i_{10} i_D C_R}$$

este constanta lanțului cinematic, p_m pasul elicei frezei melc, iar z_s numărul de începuturi.

Introducînd în relația (15.30) $p_m = \frac{\pi m_n}{\cos \gamma}$ aceasta devine:

$$i_{x2} = C'_{ms} \frac{\cos \gamma}{m_n z_s}, \tag{15.31}$$

în care constanta lanțului cinematic este:

$$C'_{ms} = \frac{i_{12} p_2}{i_9 i_5 i_6 i_{10} i_D C_R},$$

iar γ unghiul tangentei la elicea melcului.

În tabelul 15.1 sînt date formulele pentru reglarea diferitelor mașini de danturat prin frezare.

15.3.2. Mașini de danturat cu cuțit-roată

Prelucrarea danturii cu cuțitul-roată se realizează prin mortezare (cele mai frecvente cazuri) sau prin rabotare, după cum direcția de deplasare a sculei este verticală sau orizontală. Cuțitul-roată este o sculă complexă, asemănătoare cu o roată dințată cu un număr oarecare de dinți, avînd muchiile așchietoare după conturul dintelui pe partea frontală a roții. Dantura cuțitelor-roată poate fi dreaptă, pentru prelucrarea dinților drepți, sau elicoidală, cu elicea pe stînga sau pe dreapta, pentru prelucrarea danturii elicoidale.

Prelucrarea danturii prin rulare cu cuțitul-roată se bazează pe principiul generării evolventei cu dreapta mobilă.

Din punct de vedere constructiv, mașinile de prelucrat dantură cu cuțit-roată pot fi împărțite în două grupe, în funcție de poziția berbecului port-sculă: verticale (fig. 15.9) și orizontale (fig. 15.10).

Cele din prima grupă, de exemplu mașina românească fabricată la Uzinele Iosif Rangheț-Arad, mașinile

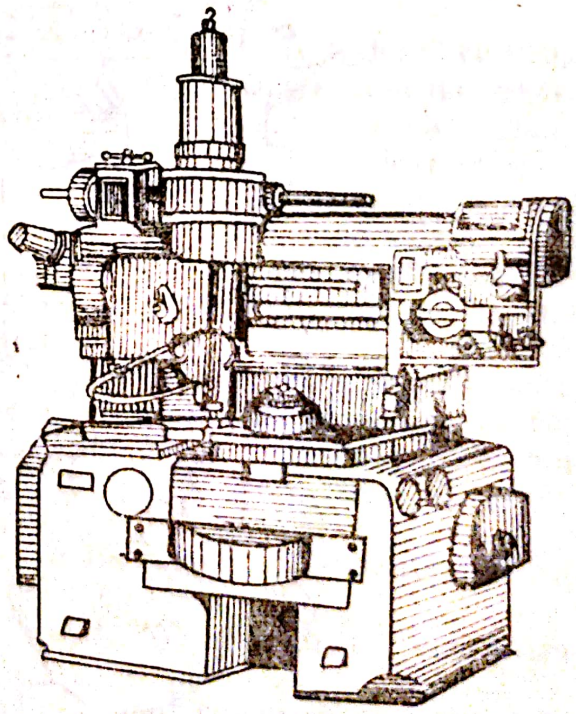


Fig. 15.9

Scanned with OKEN Scanner

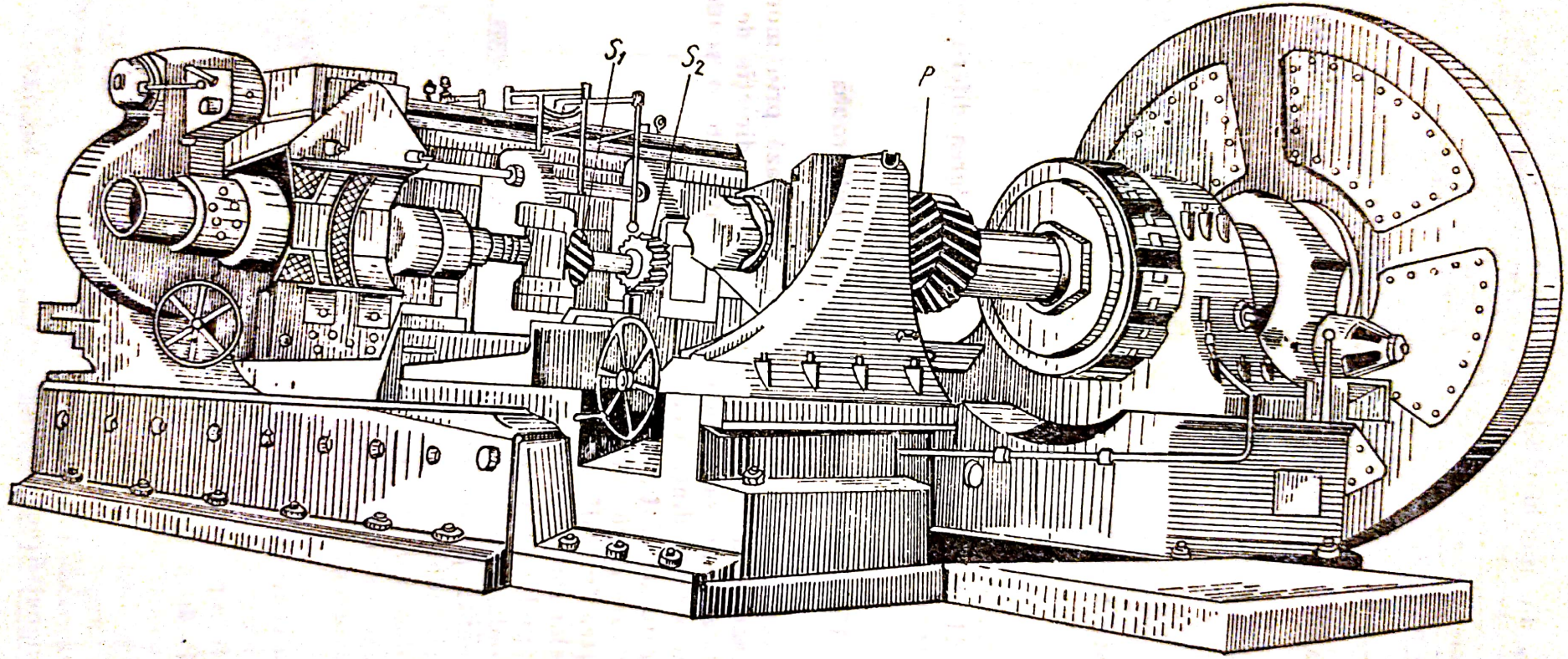


Fig. 15.10

sovietice 512, 5A12, 514, 5107 sau altele, ca Fellows, Lorentz, Reinecker etc. pot prelucra prin mortezare danturi drepte sau înclinate. Spre deosebire de mașinile de prelucrat roți dințate cilindrice cu freză-melc, mașinile cu cuțit-roată pot prelucra blocuri de roți baladoare dintr-o bucată și danturi interioare cu dinți drepți sau înclinați.

Diametrul roților ce se prelucrează pe aceste mașini nu depășește în general 300 mm, iar modulul 3 mm. Numai la anumite tipuri speciale se poate ajunge la roți cu diametrul de 1000 mm și modulul de 12 mm (aceasta din cauza maselor mari ale saniei port-cuțite care se află într-o mișcare verticală alternativă).

Mașinile cu berbec orizontal sînt în general mașini-unelte grele destinate pentru prelucrarea roților dințate de dimensiuni mari. Ele se caracterizează și prin faptul că lucrează simultan cu două cuțite-roată asigurînd o execuție mai corectă a danturii în V.

Principiul metodei de prelucrare a roților dințate cu cuțit-roată constă în imitarea mișcărilor relative, respectiv a angrenării dintre roata ce se prelucrează cu roata imaginară formată de tăișul cuțitului-roată.

Mașinile cu berbec vertical diferă foarte puțin între ele și constau dintr-un batiu pe care se află o masă rotativă port-piesă și o păpușă port-berbec, păpușă care se poate deplasa pe ghidajele batiului pentru a realiza distanța dintre axa cuțitului-roată și axa piesei-roată.

Schemele principiale de funcționare ale acestor mașini sînt reprezentate în figura 15.11.

În figura 15.11, *a* este reprezentată schema principială a mașinii pentru prelucrarea roților cu dinți drepți. Mișcările pe care le execută mașina pentru realizarea numărului de dinți și a profilului dinților sînt: *1*) mișcarea rotativă de angrenare, respectiv de divizare V_1, V_2 a piesei și a sculei; *2*) mișcarea rectilinie alternativă de așchiere V_3 a sculei; *3*) mișcarea rectilinie de îndepărtare și apropiere a piesei, în vederea evitării frecărilor dintre piesă și sculă, la cursa de întoarcere a sculei.

Viteza de așchiere, exprimată în curse duble pe minut, se reglează cu veriga reglabilă cu raportul i_v , iar raportul de angrenare a piesei cu scula, respectiv divizarea și viteza de rotire a acestora se reglează cu verigile reglabile i_x și i_s. În figura 15.11 notațiile reprezintă: S — scula; P — piesa; MES — mecanismul cu excentric pentru antrenarea sculei în mișcarea de așchiere; MSR — mecanismul pentru antrenarea sculei în mișcarea de rulare.

Mișcările V_1, V_2 realizează condiția ca în timpul unei rotații complete a sculei piesa să execute z_s/z rotații, unde z_s reprezintă numărul de dinți ai sculei, iar z numărul de dinți ai piesei.

În figura 15.11, *b* este reprezentată schema principială a mașinii pentru prelucrat dinți înclinați. Deosebirea față de prima schemă constă în mișcarea sculei, care în acest caz este o mișcare complexă, prin adăugarea la mișcarea de așchiere verticală a unei mișcări rotative alternative V_4, pentru realizarea înclinației dinților.

Aceasta se obține prin construcția modificată a mecanismului MSR, folosind came spațiale ca cele din figura 15.12.

Schema reprezentată în figura 15.11, *c* se folosește la mașinile care prelucrează cremaliere cu ajutorul sculei-roată.

Pentru fiecare mișcare a mașinii există un lanț cinematic care transmite mișcarea respectivă și totodată face legătura cu restul mecanismului mașinii.

Scanned with OKEN Scanner

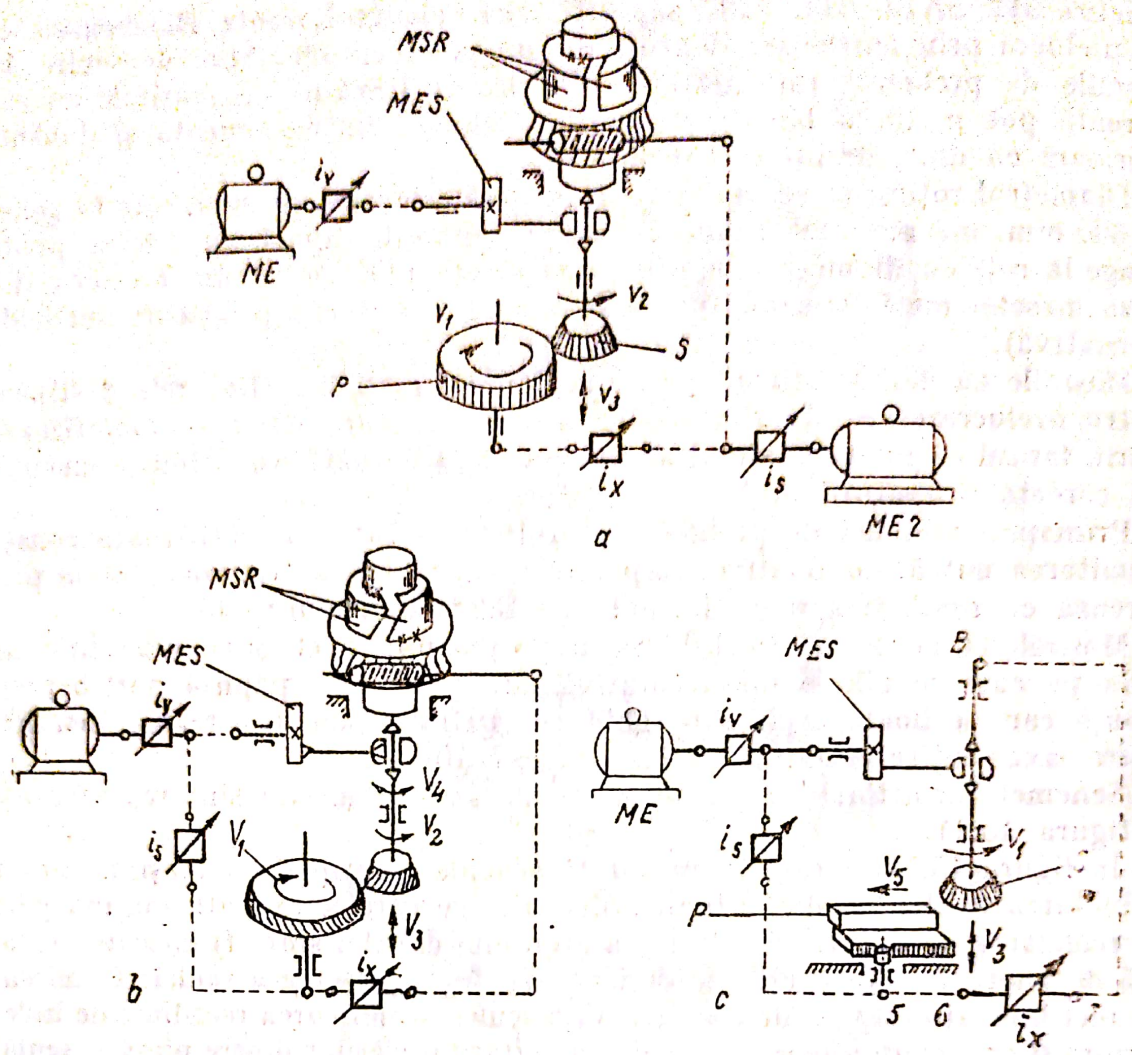


Fig. 15.11

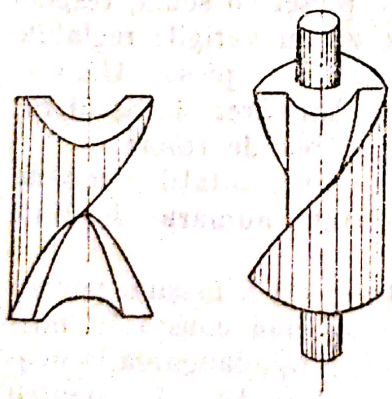


Fig. 15.12

Din punct de vedere cinematic, deosebiri esenţiale între diferitele tipuri de maşini care lucrează cu sculă-roată nu sînt, astfel că se va studia în continuare maşina de construcţie sovietică tip 5A12, a cărei schemă structurală este reprezentată în figura 15.13.

Lanţul cinematic principal primeşte mişcarea de la un motor electric M. Prin veriga reglabilă cu raportul i_v se pot transmite 4 turaţii la mecanismul bielă manivelă MB şi, deci, acelaşi număr de curse duble la berbecul B.

Viteza (medie) de aşchiere V_a depinde de mărimea l a cursei şi de numărul de curse duble pe minut:

$$V_a = \frac{2ln_c}{1\,000}, \qquad (15.32)$$

de unde rezultă numărul de curse duble pe minut.

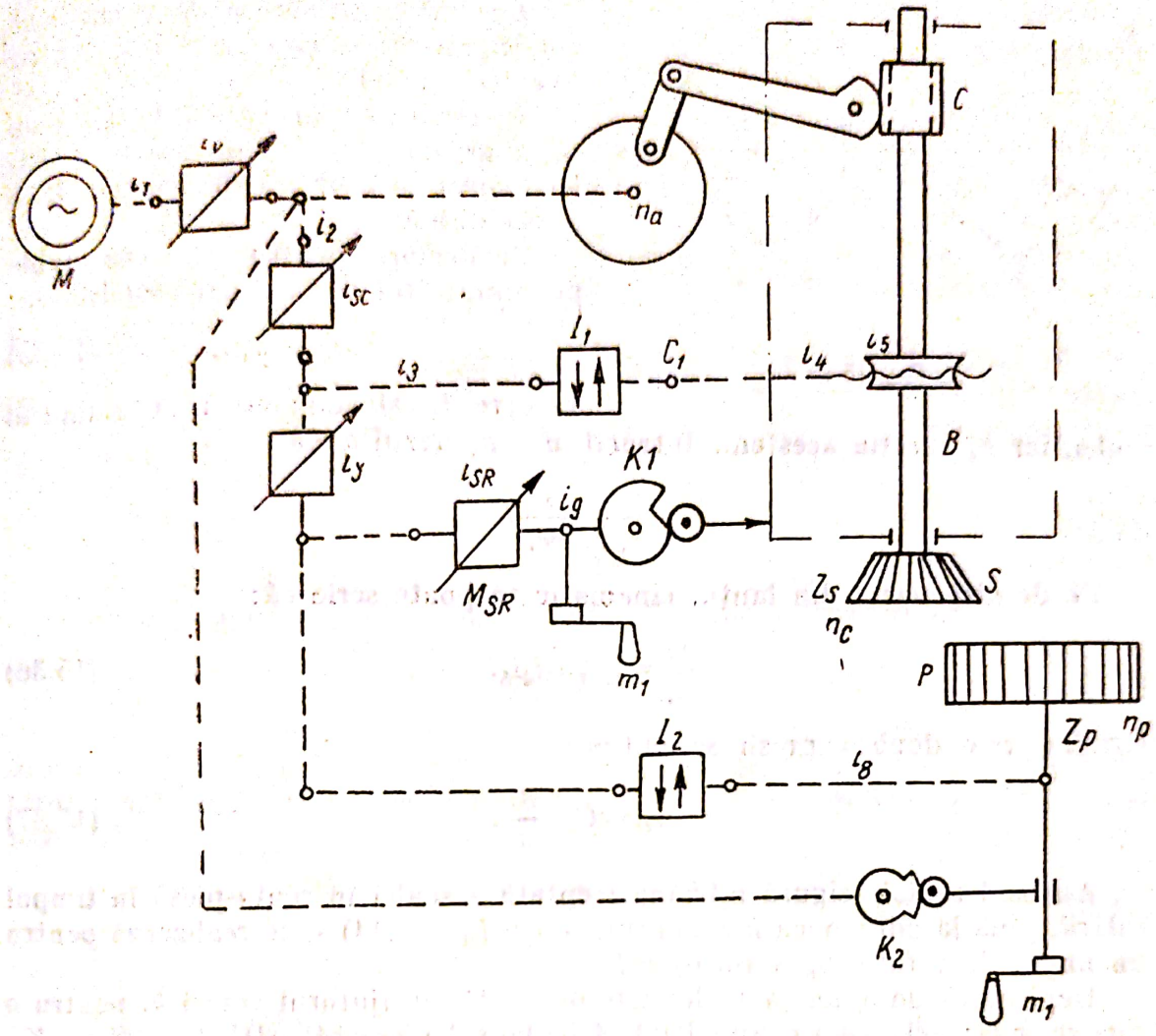


Fig. 15.13

$$n_c = 500\frac{V_a}{l} = n_a. \tag{15.33}$$

Din lanțul cinematic rezultă:

$$\frac{n_a}{n_s} = i_1 i_V.$$

Astfel încît ținînd seama de expresia lui n_a, raportul de reglare al verigii se va determina cu formula:

$$i_V = C_a \frac{V_a}{l}. \tag{15.34}$$

Lanțul cinematic de rulare are traseul $S-B-C_1-I_1-i_y-I_2-P$. Raportul verigii de reglare pentru rulare se calculează cu relația $i_y = C_R \frac{z_s}{z_p}$, în funcție de numerele de dinți z_p și z_s.

Scanned with OKEN Scanner

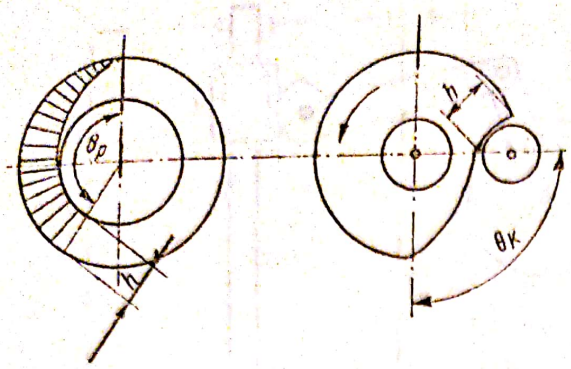


Fig. 15.14

Lanțurile cinematice de avans sînt două: pentru avansul circular și pentru avansul radial.

Avansul circular reprezintă mărimea S_c a arcului de cerc de rulare a sculei, corespunzător rotirii acesteia la o cursă dublă.

Ca urmare, pentru n_c curse duble pe minut trebuie să existe egalitatea:

$$s_c n_c = \pi d_s n_s, \qquad (15.35)$$

în care d_s este diametrul de rulare al sculei, iar n_s turația acesteia. Întrucît $n_c = n_a$ rezultă că

$$\frac{n_s}{n_a} = \frac{S_c}{\pi d_s}.$$

Pe de altă parte din lanțul cinematic se poate scrie că:

$$\frac{n_s}{n_a} = i_2 i_{sc} i_3 i_4 i_5. \qquad (15.36)$$

Egalînd cele două expresii se obține:

$$i_{sc} = C_{sc} \frac{S_c}{d_s}. \qquad (15.37)$$

Avansul radial asigură intrarea treptată a sculei în roata-piesă în timpul rulării, pînă la adîncimea h a danturii (vezi fig. 15.14) și se realizează pentru un unghi de rotație θ_p a roții-piesă.

Deplasarea de avans a sculei este obținută cu ajutorul camei k_1 pentru o rotație a acesteia cu un unghi θ_k. Din lanțul cinematic $P - I_2 - M_{SR} - K_1$, rezultă:

$$\frac{\theta_p}{\theta_K} = \frac{1}{i_9 \cdot i_{SR}} i_6 i_7 i_8 = \frac{1}{i_{SR}} C_{SR}, \qquad (15.38)$$

ca urmare:

$$\theta_p = \frac{\theta_K}{i_{SR}} C_{SR}. \qquad (15.34)$$

Mărimea unghiului θ_p în funcție de parametrii cunoscuți se obține din egalitatea $\frac{h}{S_R} = \frac{\pi d_p \theta_p}{360° S_c}$, în care membrul din stînga reprezintă numărul de curse duble pe care le face scula pentru a se deplasa radial pe adîncimea h cu avansul radial S_R pe cursă dublă, iar membrul din dreapta același număr de curse duble, rezultat prin împărțirea arcului de cerc corespunzător unghiului θ_p la mărimea avansului circular S_c pe cursă dublă. Din egalitatea aceasta rezultă:

$$\theta_p = \frac{360°}{\pi} \frac{S_c}{S_R} \frac{h}{d_p}. \qquad (15.39)$$

În general θ_p trebuie luat cu atît mai mare cu cît h (deci modulul danturii) este mai mare.

Scanned with OKEN Scanner

Deplasarea piesei în cursa de înapoiere a sculei este realizată de cama k_2, care are aceeaşi turaţie ca şi mecanismul bielă-manivelă întrucît ea trebuie să acţioneze o dată la fiecare cursă dublă.

Prelucrarea danturilor înclinate implică o mişcare suplimentară a sculei roată. Ea trebuie efectuată la o cursă dublă, o dată într-un sens şi apoi în sens invers. Această traiectorie nu poate fi realizată pe cale cinematică, din care cauză se foloseşte în acest scop o camă (fig. 15.12), compusă din două piese, una solidară cu roata melcată, cealaltă solidară cu berbecul. Ca urmare, la deplasarea berbecului în sus şi în jos, aceasta capătă şi o mişcare de rotaţie oscilatorie deci o mişcare elicoidală.

Scula-roată folosită la prelucrarea danturilor înclinate trebuie să aibă ea însăşi dinţi înclinaţi în acelaşi sens cu acelaşi unghi β ca şi al danturii piesei.

Pe de altă parte pasul elicei P_{ES} a sculei trebuie să fie identic cu pasul elicei şablonului, adică

$$\operatorname{tg}\beta=\frac{\pi d_s}{P_{ES}}. \tag{15.40}$$

Mărimea unghiului β al danturii înclinate se exprimă prin:

$$\operatorname{tg}\beta=\frac{\pi d_p}{P_{EP}}, \tag{15.41}$$

în care P_{EP} este pasul elicei piesei. Din egalarea relaţiilor (15.40) şi (15.41) rezultă mărimea pasului elicei sculei pentru prelucrarea unei danturi avînd pasul P_{EP}

$$P_{ES}=P_{EP}\frac{d_s}{d_p}=P_{EP}\frac{z_s}{z_p}. \tag{15.42}$$

15.3.3. Maşini de danturat prin rostogolire cu sculă-cremalieră

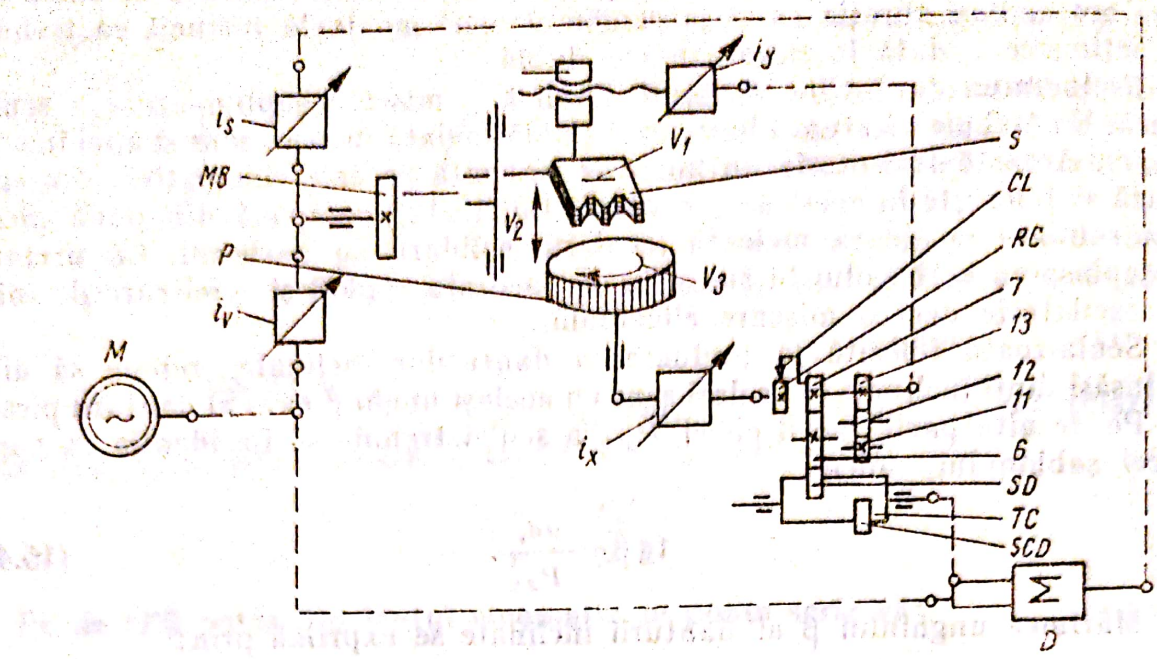
Danturarea cu sculă-cremalieră este unul din cele mai precise procedee de prelucrare a danturii roţilor dinţate, fapt datorat pe de o parte posibilităţilor de execuţie foarte precisă a sculei, iar pe de altă parte apropierii foarte mari a profilului acestei scule cu profilul cremalierei de referinţă cu care angrenează roţile dinţate.

Cu toate acestea maşinile de danturat cu sculă-cremalieră nu sînt prea răspîndite în industria constructoare de maşini deoarece, în opoziţie cu simplitatea sculei, cinematica lor este foarte complicată şi ca urmare au cost ridicat şi întreţinere dificilă, iar productivitatea este mai mică comparativ cu alte maşini de danturat.

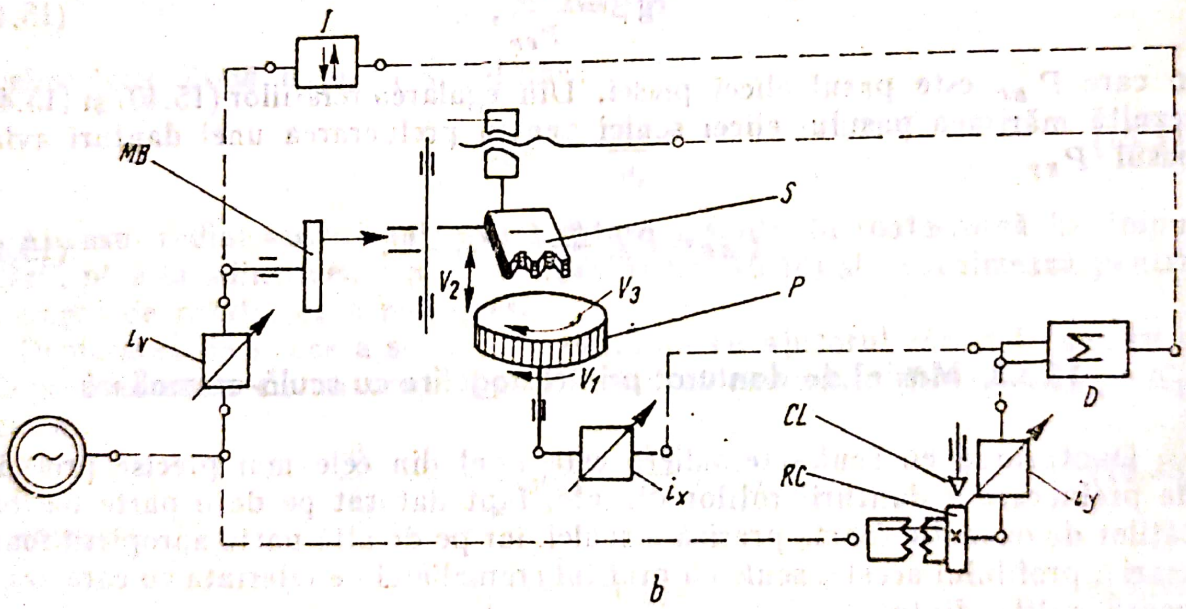
Din punct de vedere constructiv, maşinile de danturat cu sculă-cremalieră pot fi de trei feluri, în funcţie de modul cum se realizează divizarea. Schemele principiale ale celor trei sisteme sînt reprezentate în figura 15.15.

Pentru a se asigura obţinerea profilului de evolventă, este necesară compunerea a două mişcări, de rotire şi translaţie progresivă. Mişcarea compusă, de rotire şi translaţie, momentană se face în jurul punctului F (fig. 15.16).

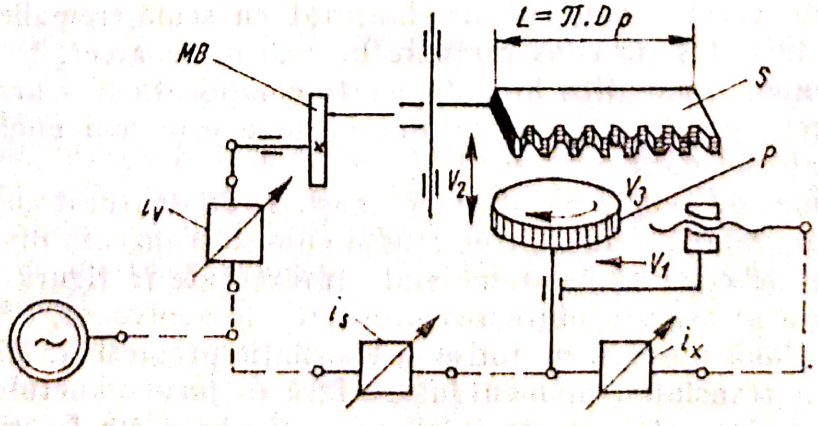
La maşinile-unelte construite după varianta *a* din figura 15.15 mişcarea de avans, respectiv de formare a evolventei, este compusă din mişcarea rectilinie, tangenţială la piesă, a sculei S şi rotirea piesei P. La varianta *c*, din



a



b



c

Fig. 15.15

Scanned with OKEN Scanner

aceeaşi figură, ambele mişcări sînt executate de piesă, scula executînd numai mişcarea verticală alternativă de aşchiere.

La primele două variante *a* şi *b* există mecanism special care execută divizarea după fiecare ciclu de lucru. La varianta a treia *c*, divizarea se confundă cu mişcarea de rulare a roţii dinţate care se prelucrează pe cremaliera formată de tăişul sculei, ceea ce duce la o construcţie mai simplă şi o productivitate mai ridicată decît la primele două variante. Dezavantajul constă în aceea că nu poate fi aplicată decît la roţi de dimensiuni mici, unde diametrul primitiv nu depăşeşte lungimea maximă admisă a sculei-cremalieră.

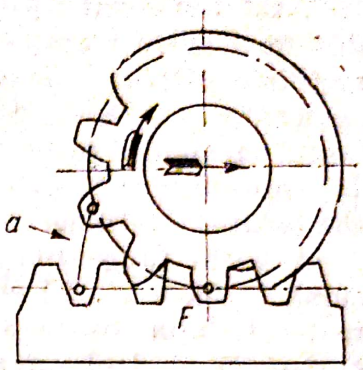


Fig. 15.16

Mişcarea de la motorul electric se transmite prin cutia de viteze, sectorul dinţat *SD* al tamburului de comandă *TC* şi roţile de schimb cu raportul i_x, la piesa care se prelucrează şi simultan prin transmisia *6*, *7* şi roţile de schimb cu raportul i_y ale avansului, la şurubul de mişcare.

După deplasarea cu un pas a sculei, sectorul *SD* va ieşi din angrenare cu roata *6* şi în acelaşi timp sectorul *SCD* va intra în angrenare cu roata *11*, care, prin intermediul roţilor *12*, *13* şi al şurubului de mişcare, va deplasa scula în sens invers (mers în gol) în vederea începerii unui nou ciclu de lucru.

În timpul rotirii în sens invers a roţii 7, clichetul *CL* va scăpa liber pe roata dinţată *RC* şi în consecinţă piesa de prelucrat va rămîne fixă.

La varianta *b* din figura 15.15, spre deosebire de cele din *a* şi *c* există un inversor *I*, iar pentru mişcarea de divizare V_1 există o verigă de însumare a mişcărilor componente (diferenţial) *D*.

La maşinile moderne, ciclul de lucru se repetă nu după fiecare dinte, ci după doi sau trei dinţi, unele mergînd chiar pînă la 24 de dinţi prelucraţi, şi numai după aceea se repetă ciclul de lucru. Astfel sînt folosiţi mai mulţi dinţi ai sculei. Inconvenientul, în acest caz, este o eventuală eroare de pas ce poate să apară datorită erorilor de pas ale şurubului, ceea ce face să scadă precizia de lucru a maşinii.

Sania port-sculă, care execută mişcarea propriu-zisă de aşchiere, poate fi înclinată în ambele sensuri, în vederea prelucrării dinţilor înclinaţi, pînă la un unghi $\beta=45°$. Se pot folosi scule-cremaliere, avînd dinţi drepţi sau înclinaţi.

În timpul mişcării active (în jos) scula aşchiază, iar în cursa de întoarcere, se îndepărtează de piesă, pentru a nu se uza tăişul şi a nu deteriora suprafaţa prelucrată. Mişcarea de rulare are loc numai în timpul cursei de gol, în timpul cursei active piesa care se prelucrează fiind fixă.

Profilul dinţilor, la acest mod de prelucrare, se obţine prin rularea piesei de prelucrat pe o cremalieră, de unde rezultă că aceeaşi sculă poate fi utilizată la prelucrarea tuturor roţilor, cu acelaşi modul, indiferent de numărul de dinţi.

Lanţurile cinematice ale maşinilor de acest tip asigură următoarele mişcări: *1*) mişcarea alternativă, în plan vertical, a saniei port-sculă; *2*) avansul orizontal al sculei sau mesei cu piesa; *3*) avansul circular, adică rotirea mesei cu piesa ce se prelucrează.

Scanned with OKEN Scanner

Lanțul cinematic principal conține motorul electric M (fig. 15.15), o cutie de viteze și un mecanism pentru transformarea mișcării circulare în mișcare rectilinie alternativă și pentru reglarea mărimii cursei.

Lanțul cinematic de avans tangențial (orizontal) primește mișcarea din lanțul cinematic principal și se reglează cu ajutorul unei cutii de avansuri. În continuare mișcarea ajunge la arborele de comandă și de aici la șurubul conducător al saniei port-sculă.

Avansul tangențial S_T (mm/c.d) reprezintă deplasarea sculei pentru o cursă dublă a sa. El este un avans tangențial la cercul de rulare a piesei-roată. Relația dintre avans, numărul de curbe duble pe minut ale saniei port-sculă și deplasarea acesteia este:

$$n_s p_s = n_{cd} S_T, \tag{15.43}$$

în care n_s este turația, iar p_s pasul șurubului conducător.

Pe de altă parte, din lanțul cinematic se poate scrie că:

$$n_{cd} i_s i_c i_y = n_s, \tag{15.44}$$

în care i_s este raportul reglabil al lanțului cinematic de avans, i_y raportul reglabil pentru lanțul cinematic de divizare, iar i_c raportul de transmitere constant al lanțului cinematic.

Din relațiile (15.43) și (15.44) rezultă formula cu ajutorul căreia se reglează lanțul cinematic de avans

$$i_s = \frac{S_T}{p_s} \frac{1}{i_c \cdot i_y}. \tag{15.45}$$

Înlocuind pe $i_y = \frac{K \cdot m}{C_D}$, rezultă:

$$i_s = \frac{S_T}{p_s} \cdot \frac{1}{i_c} \cdot \frac{C_D}{Km} \text{ sau}$$

$$i_s = C_{ST} \frac{S_T}{Km}, \tag{15.46}$$

în care K esse numărul de dinți prelucrați într-un ciclu de lucru, iar m este modulul roții care se prelucrează.

Lanțul cinematic de divizare începe la arborele de comandă și se termină la șurubul conducător. Se poate scrie deci:

$$n_{ac} i_c i_y = n_s. \tag{15.47}$$

Între turația șurubului conducător n_s, pasul acestuia p_s și pasul danturii p_d, trebuie să existe relația:

$$n_s p_s = K p_d = Km\pi. \tag{15.48}$$

Din relațiile (15.47) și (15.48) rezultă:

$$i_y = \frac{Km\pi}{p_s} \cdot \frac{1}{n_{ac} \cdot i_c} \text{ sau}$$

$$i_y = \frac{Km}{C_D}, \tag{15.49}$$

în care C_D este constanta lanțului cinematic de divizare.

Scanned with OKEN Scanner

Lanțul cinematic de rulare este compus din șurubul conducător care deplasează sania port-sculă, veriga de reglare i_y, veriga reglabilă i_x pentru reglarea lanțului de rulare și piesa care se prelucrează.

Întrucît viteza tangențială a piesei-roată trebuie să fie identică cu viteza v_1 a saniei port-sculă, se poate scrie:

$$\pi D_p n_p = p_s n_s. \tag{15.50}$$

Pe de altă parte, din lanțul cinematic rezultă că:

$$n_s \frac{1}{i_y} i_c i_x = n_p. \tag{15.51}$$

Din relațiile (15.50) și (15.51) se obține:

$$i_x = \frac{P_S}{\pi \cdot D_p} \cdot \frac{i_y}{i_c} = \frac{P_S}{\pi m z_p} \cdot \frac{i_y}{i_c}. \tag{15.52}$$

Înlocuind pe $i_y = \frac{Km}{C_D}$, rezultă:

$$i_x = \frac{P_S}{\pi \cdot m \cdot z_p} \cdot \frac{Km}{C_D} \cdot \frac{1}{i_c} \text{ sau}$$

$$i_x = C_R \frac{K}{z_p}, \tag{15.53}$$

în care C_R este constanta lanțului cinematic de rulare, iar z_p numărul de dinți ai roții care se prelucrează.

15.4. Mașini de danturat roți dințate conice

Roțile dințate conice se utilizează la diferite transmisii mecanice din construcția de autovehicule, mașini-unelte etc., de obicei, în cantități mai mici decît roțile dințate cilindrice, avînd însă aceeași importanță ca și acestea și fiind de neînlocuit pentru transmiterea mișcării de rotație între axe perpendiculare cu randament ridicat.

Angrenajele conice, prin forma dintelui și deci a golului, a cărui lărgime și adîncime descrește, dinspre diametrul mare spre cel mic al roții conice, și al cărui profil variază similar, sînt practic imposibil de prelucrat cu scule avînd generatoarea materializată pe muchia aşchietoare.

Datorită diferitelor moduri de aproximare a teoriei angrenajelor conice, impuse de posibilitățile tehnice de realizare a acestora, construcția reală în majoritatea cazurilor diferă foarte mult de concepția teoretică de realizare a danturii conice. Urmărindu-se realizarea unor angrenaje care să se apropie cît mai mult de concepția teoretică, care să fie raționale în exploatare și care să coste cît mai puțin, s-a ajuns la un mare număr de mașini-unelte pentru prelucrarea roților conice, mașini care totuși nu reușesc să satisfacă decît parțial unele din cerințele acestor angrenaje.

O clasificare a mașinilor de danturat roți conice este prezentată în tabelul 15.2.

Scanned with OKEN Scanner

TABELUL 15.2

Mașini pentru prelucrarea roților dințate conice

Forma dintelui	Generarea profilului	Tehnologia: Divizare	Tehnologia: Prelucrare	Denumirea mașinii	Scula
Drept sau înclinat	Copiere	Periodică	Frezare	Mașina universală de frezat EZ-1 (U.R.S.S.) OKU-35 (R.S.C.)	Freză-disc Freză-disc Freză-deget
			Rabotare	5283 (U.R.S.S.) 160K (Heidenreich-Harbeck)	Două cuțite
			Broșare	ST-1222 (URSS), Revacycle (Gleason)	Broșă circulară
	Rulare	Periodică	Rabotare	526 (URSS), 60KH (Heidenreich-Harbeck)	Două cuțite
			Frezare	P23 (URSS), Coniflex 14 (Gleason) Sferoid BF 201 (Klingelnberg) Konvoid — Modul (R.S.C.).	Două freze-disc
Curb	Copiere	Continuă	Rabotare	524 (U.R.S.S.) AKH3 (Reinecker)	Două cuțite Un cuțit
	Rulare	Periodică	Broșare	Cerc: 528 (U.R.S.S.) Single Sycle, Formate, Syclex (Gleason)	Cap de broșare
		Periodică	Frezare	Cerc: 528, 525, 5A27Cl, 523A, 5P23A (URSS), Octoid, Duplex, (Gleason)	Cap de frezare
		Continuă	Rabotare	5284 (URSS), Episinoidă	Cuțit
			Frezare	Paloidă (Klingelnberg)	Freză-melc
				Eloidă (Oerlikon, Spiroidă (Fiat) Ciclopaloidă (Klingelnberg)	Cap de frezare

15.4.1. Mașini de danturat roți dințate conice prin copiere

Generarea danturii conice prin copiere se poate face folosind ca scule freza disc modul, freza deget modul, broșa circulară și cuțitul de rabotat în cazul copierii după șablon.

Prelucrarea roților conice prin copiere se aplică îndeosebi la roțile cu dinți rectilinii, metoda avînd aplicație restrînsă la prelucrarea dinților curbi.

Danturarea cu freză disc modul a roților conice cu dantură dreaptă se execută pe mașini de frezat universale. Piesa se fixează pe arborele unui cap divizor care permite înclinarea arborelui cu piesa cu unghiul δ_f (fig. 15.17) care reprezintă semiunghiul conului fundului dintelui, astfel încît acesta să

Scanned with OKEN Scanner

fie paralel cu masa mașinii. Se determină modulul exterior m_e și interior m_i, în scopul alegerii frezelor-disc modul S_e și S_i corespunzătoare (aproximativ) golurilor dintelui din partea exterioară E, respectiv interioară I.

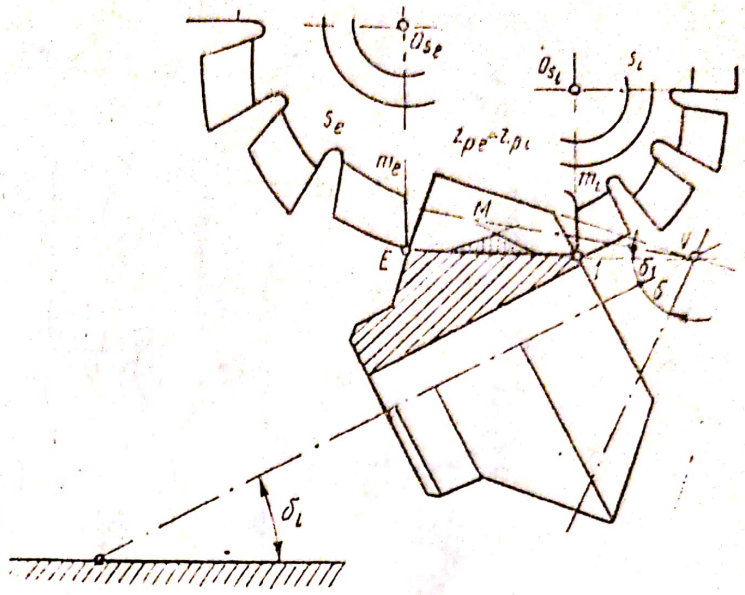


Fig. 15.17

Cu ambele freze se prelucrează același gol, pe rînd, la partea exterioară și la cea interioară, numai pînă cînd acestea ajung, ca în figura 15.17, în poziția E, respectiv I. Ca urmare, în interiorul golului mai rămîne material, de forma EMI, și similar pe flancuri. Acest material, în parte poate fi îndepărtat cu freze tronconice, apropiate formei golului. În final însă, finisarea trebuie efectuată prin pilire.

În producția de serie mare și de masă, roțile dințate conice se eboșează pe mașini universale de frezat sau pe mașini speciale de mare productivitate. Schema cinematică a unei asemenea mașini speciale este reprezentată în figura 15.18.

Mașina asigură o funcționare semiautomată. În funcție de construcția ei, se poate lucra cu două, trei sau patru freze deodată, prelucrînd în același timp două, trei sau patru piese. Piesele sînt fixate într-un dispozitiv, pe masa rotativă a mașinii.

La pornirea mașinii, sculele se apropie cu avans rapid de piese, după care continuă avansul de lucru pînă la terminarea așchierii golului dintelui. La terminarea prelucrării unui gol, automat se comandă reîntoarcerea cu avans rapid a sculelor în poziția inițială și rotirea de divizare cu un dinte a tuturor roților aflate în lucru.

După aceasta ciclul se repetă pînă cînd se prelucrează toți dinții. În acest timp, în partea opusă a dispozitivului, se demontează roțile prelucrate gata și se fixează alte semifabricate.

Mașina este astfel reglată ca, după prelucrarea tuturor dinților și după reîntoarcerea sculelor în poziția inițială, masa mașinii să se rotească în mod automat cu 180°, aducînd în fața sculelor altă garnitură de piese, în vederea eboșării dinților.

Mișcările de avans sînt asigurate de lanțul cinematic care leagă suportul de scule cu motoarele electrice M_4 și M_5. Din schema cinematică se poate deduce formula de calcul a raportului de transmitere al lanțului cinematic de avans, care are forma:

$$x_1=\frac{s}{C_1}, \qquad (15.54)$$

unde: s este avansul, în mm/min; C_1 — constanta lanțului de avans.

Scanned with OKEN Scanner

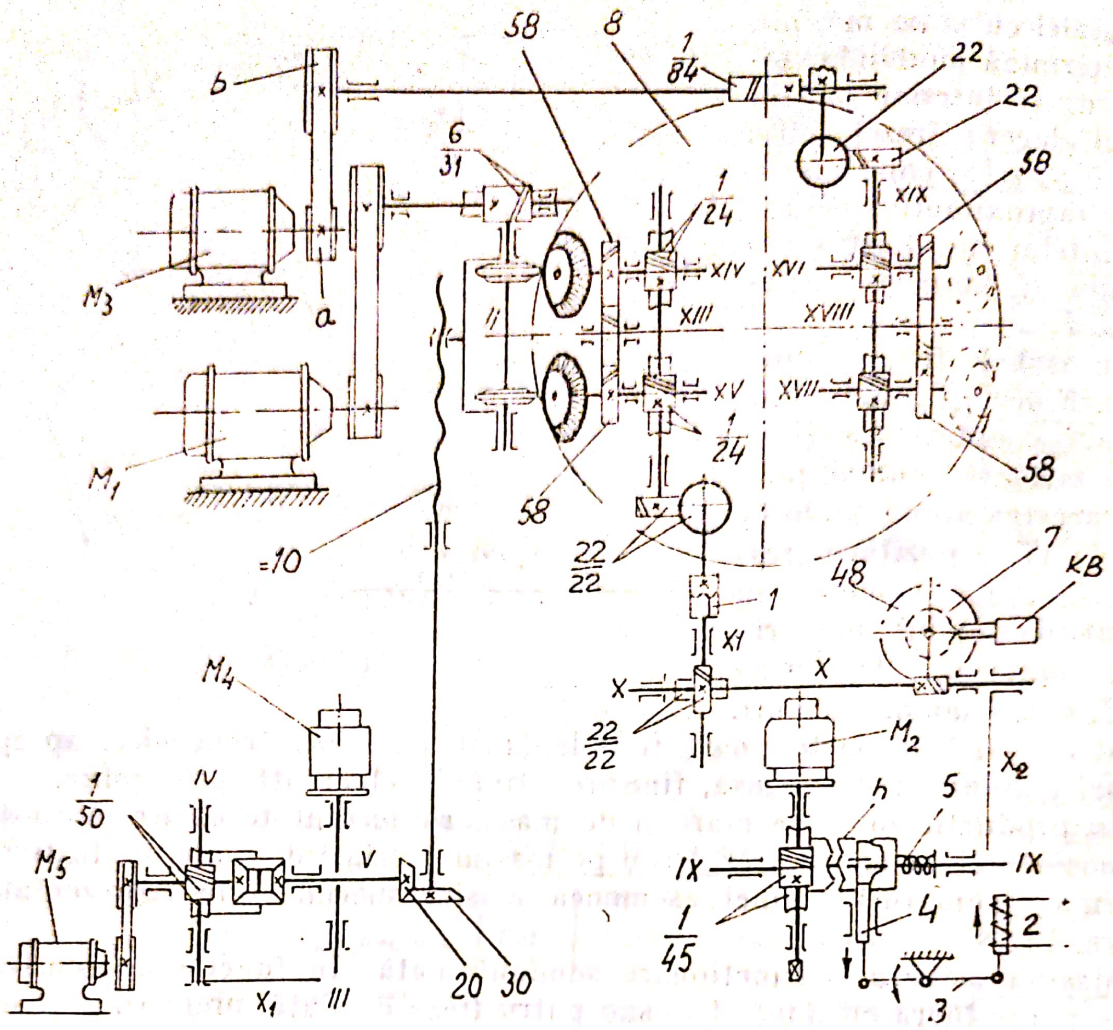


Fig. 15.18

Divizarea se execută cu lanțul cinematic care leagă piesele de prelucrat cu motorul M_2. Și în acest caz formula de calcul a raportului de transmitere al verigii reglabile de divizare poate fi dedusă din schema cinematică a mașinii și are forma:

$$x_2 = \frac{C_2}{Z}, \tag{15.55}$$

unde: Z este numărul de dinți ai roții care se prelucrează; C — constanta lanțului de divizare.

Pe mașini de construcție asemănătoare se pot prelucra și roți dințate cilindrice, dacă se realizează condiția ca axa pieselor care se prelucrează să fie verticală, adică paralelă cu ghidajele suportului de scule.

Danturarea cu freză deget modul a roților conice cu dantură dreaptă, înclinată, în *V* sau *W* se efectuează pe mașini-unelte specializate de tipul OKU-35, OKU-50, sau pe altele asemănătoare, pentru prelucrarea roților dințate cilindrice, datorită faptului că păpușa port-piesă poate fi rotită în jurul unei axe verticale, în așa fel, încît generatoarea conului de rulare a roții-piesă poate fi adusă într-o poziție paralelă cu direcția de deplasare a saniei port-freză (fig. 15.19).

Scanned with OKEN Scanner

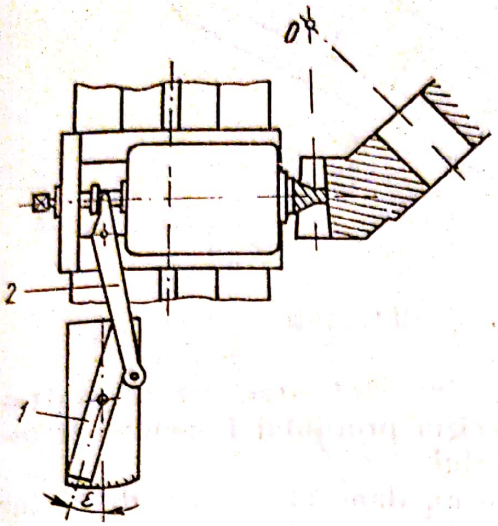


Fig. 15.19

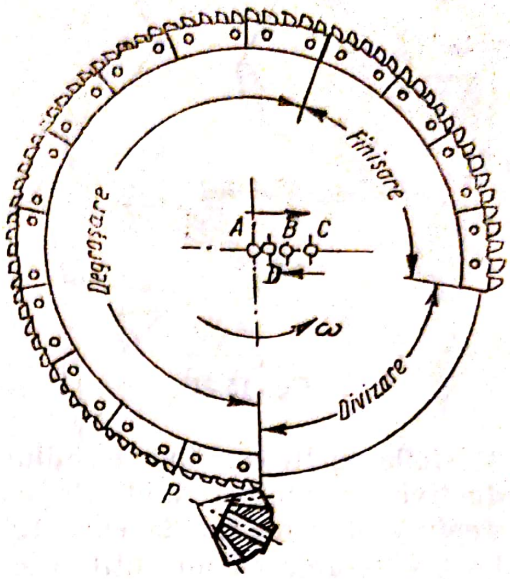


Fig. 15.20

Ca urmare, maşina OKU, funcţionînd ca în cazul prelucrării dinţilor drepţi, înclinaţi, în *V* sau *W* pe roata cilindrică, va genera acelaşi fel de dinţi pe suprafaţa conică a roţii-piesă.

Fundul dintelui fiind înclinat, în raport cu generatoarea conului de rulare, pentru ca freza deget să poată urmări acest fund, păpuşa port-freză capătă o mişcare suplimentară de la linealul *1* prin intermediul pîrghiei *2*.

Danturarea cu broşă circulară. Pentru fabricaţia de masă a pinioanelor conice pentru diferenţialele autovehiculelor, s-au creat maşini de foarte mare productivitate, utilizabile numai în acest scop, adică numai pentru confecţionarea pinioanelor nu şi a coroanelor dinţate de la acelaşi diferenţial.

Dantura este cunoscută sub denumirea de Revacycle şi se execută pe maşini Gleason ca şi pe maşina sovietică ST-1222, cu broşă circulară (fig. 15.20).

Broşa posedă 50 de dinţi de degroşare şi 18—20 dinţi de finisare.

Prelucrarea unui dinte se efectuează integral la o rotaţie a broşei circulare, timp în care se efectuează şi divizarea, astfel că un dinte este prelucrat în 2—6 s.

În afara mişcării de rotaţie, broşa circulară mai posedă o mişcare de translaţie din *A* în *B*, cu viteză mică pe durata degroşării, din *B* în *C* cu viteză mare pe primii trei segmenţi de finisare, apoi invers din *C* în *D* cu viteză mare pe ultimul segment de finisare, iar din *D* în *A* are loc divizarea.

Utilizarea maşinii s-a extins şi la confecţionarea de pinioane cu module mai mici decît cele curent folosite în cutiile diferenţialelor auto.

În aceste cazuri, broşa circulară prelucrează un dinte pentru o jumătate de rotaţie şi, ca urmare, ea posedă de două ori aceeaşi gamă de cuţite de dimensiuni mai mici, şi două locuri fără cuţite, pentru divizare.

Danturarea prin copiere după şablon se aplică, în general, la roţile dinţate conice cu dantură dreaptă şi cu module mari.

Scanned with OKEN Scanner

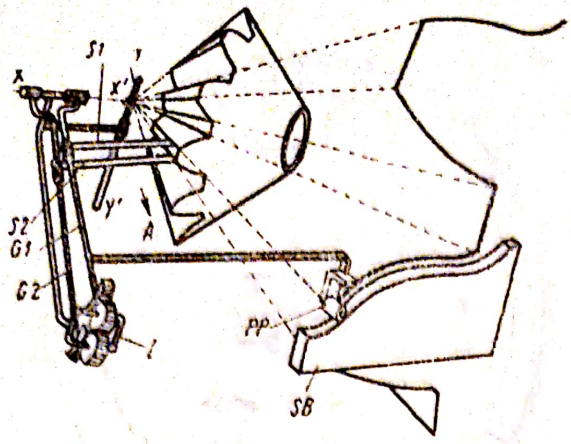


Fig. 15.21

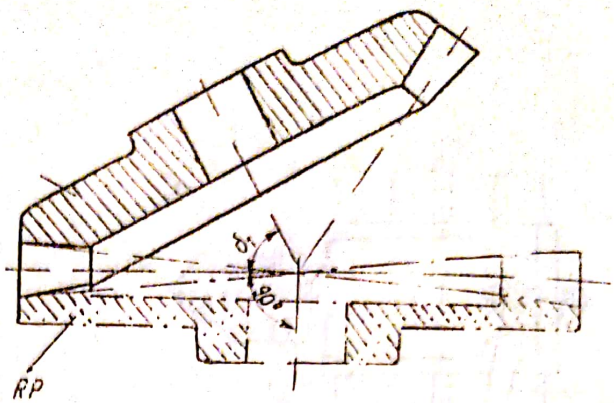


Fig. 15.22

Mașinile-unelte care lucrează după acest principiu sînt caracterizate printr-o productivitate mică și rigiditate scăzută. Precizia profilului flancului dintelui depinde de precizia de execuție a șablonului.

La prelucrarea cu un cuțit se execută cîte un flanc al fiecărui dinte, iar la prelucrarea cu două cuțite se realizează simultan ambele flancuri ale unui dinte. În figura 15.21 este prezentat principiul de lucru al mașinilor care lucrează cu două cuțite. Cele două cuțite $S1$ și $S2$ prelucrează simultan cele două flancuri ale unui dinte, fiind comandate de același șablon SB, construit după profilul flancului dintelui la o scară mai mare. Cuțitele au mișcarea de așchiere în sensul săgeții A, deplasîndu-se în lungul ghidajelor $G1$ și $G2$. Poziția ghidajelor în planul vertical este comandată de șablon prin palpatorul PP, iar poziția simetrică a ghidajului $G2$ este asigurată de inversorul I. În timpul prelucrării tot sistemul se rotește în jurul axei y-y', iar ghidajele $G1$ și $G2$ oscilează în jurul axei x-x'. Ambele axe trec prin vîrful imaginar al conului roții.

15.4.2. Mașini de danturat roți dințate conice prin rulare

Procedeul de prelucrare prin rulare a danturilor conice este mai răspîndit decît procedeul de copiere, datorită productivității și preciziei de prelucrare ridicate. Principiul generării prin rulare a danturilor conice se bazează pe angrenarea roții-piesă cu roata plană imaginară materializată parțial de sculele așchietoare. Roata plană generatoare (de referință) este un caz particular de roată conică cu semiunghiul conului de rulare de 90° (fig. 15.22). Rularea dintre roata-piesă P și roata plană generatoare RP se poate face prin: rularea roții plane pe roata-piesă fixă; rularea roții-piesă pe roata plană fixă; rularea ambelor roți (axele lor fiind fixe). În practică se folosesc ultimele două metode de rulare. Mașinile de danturat conic prin rulare pot fi grupate în mașini de prelucrat dantură dreaptă și înclinată și mașini de prelucrat dantură conică curbă.

a. Prelucrarea dinților rectilinii

Mașinile de prelucrat danturi conice drepte sau înclinate prin rulare lucrează prin rabotare cu un cuțit sau două cuțite, sau prin frezare cu două freze disc dispuse înclinat, materializînd roata plană.

Scanned with OKEN Scanner

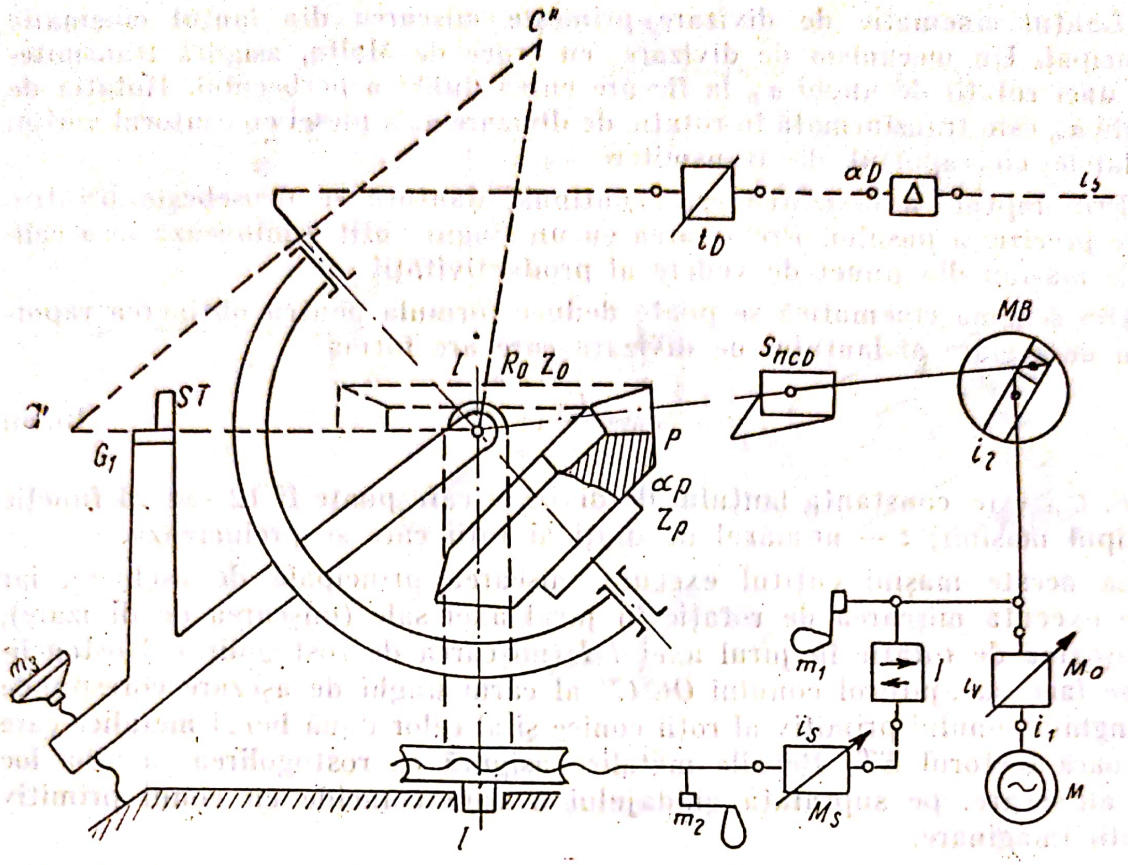


Fig. 15.23

Maşinile de danturat prin rabotare cu un singur cuţit sînt construite după principiul rulării roţii-piesă pe roata plană fixă (sistem Bilgram). Destinaţia lor este producţia de serie mică sau unicate, avînd o productivitate mică datorită în principal faptului că fiecare gol dintre dinţi se lucrează în trei faze: degroşare, finisarea unui flanc şi finisarea celuilalt flanc. Principalul avantaj îl constituie precizia ridicată a pasului ca urmare a prelucrării prin rulare cu divizare continuă, care are loc la fiecare cursă dublă a cuţitului. Pe acest principiu lucrează şi maşina AKH (Reinecker) a cărei schemă structurală simplificată este prezentată în figura 15.23. Maşina se aseamănă cu un şeping, în locul mesei avînd mecanismul care asigură rularea piesei şi divizarea.

Lanţul cinematic principal este antrenat de motorul M_1 care, prin veriga reglabilă M_a şi un mecanism bielă-manivelă reglabil, asigură viteza de aşchiere, prin numărul de curse duble pe minut şi prin mărimea acestor curse.

Rularea se realizează printr-un sector ST, care rulează pe un ghidaj G_1 prin intermediul a două benzi metalice similar mecanismului de rulare de la maşinile de rectificat roţi cilindrice (fabricaţie Maag), cu deosebirea că, în acest caz, sectorul ST nu este circular, ci eliptic, datorită faptului că acesta rezultă din secţionarea conului de rulare $OC'C''$.

Viteza de rulare a sectorului pe ghidajul său, ca viteză unghiulară, corespunde vitezei de rulare a piesei P pe roata plană R_0 şi asigură mărimea avansului circular, prin lanţul cinematic de avans reglat prin veriga reglabilă M_a.

Reglarea pentru adîncimea golului se efectuează cu roata de mînă m_3.

Scanned with OKEN Scanner

Lanțul cinematic de divizare primește mișcarea din lanțul cinematic principal. Un mecanism de divizare, cu cruce de Malta, asigură transmiterea unei rotații de unghi α_D la fiecare cursă dublă a berbecului. Rotația de unghi α_D este transformată în rotație de divizare α_p a piesei cu ajutorul verigii reglabile cu raportul de transmitere i_D.

Prin faptul că divizarea este continuă, dantura se deosebește printr-o mare precizie a pasului. Prelucrarea cu un singur cuțit diminuează însă calitățile mașinii din punct de vedere al productivității.

Din schema cinematică se poate deduce formula pentru obținerea raportului de reglare al lanțului de divizare care are forma:

$$i_D = \frac{C_D}{z}, \tag{15.56}$$

unde: C_D este constanta lanțului de divizare care poate fi 12 sau 24 funcție de tipul mașinii; z — numărul de dinți ai roții care se prelucrează.

La aceste mașini cuțitul execută mișcarea principală de așchiere, iar piesa execută mișcarea de rotație în jurul axei sale (mișcarea de divizare), și mișcarea de rotație în jurul axei *I-I* (mișcarea de rostogolire). Rostogolirea se face cu ajutorul conului $OC'C''$ al cărui unghi de așezare corespunde cu unghiul conului primitiv al roții conice și al celor două benzi metalice care înfășoară sectorul ST. Benzile metalice asigură ca rostogolirea să aibă loc fără alunecare, pe suprafața ghidajului G care coincide cu conul primitiv al roții imaginare.

Mașini de danturat prin rabotare cu două cuțite. Prelucrarea cu două cuțite contribuie la ridicarea productivității acestor mașini, fiind posibilă folosirea lor eficientă în producția de serie mare sau de masă. Cele două cuțite au tăișurile rectilinii, prin care se materializează un gol al roții plane generatoare. Din această categorie fac parte mașinile sovietice 526, 5A26 și 523 și mașinile Heidenreich-Harbeck 12H, 26H, 60H și 75H. În figura 15.24 este prezentată schema structurală a mașinii sovietice 526 care lucrează prin rabotare cu două cuțite. Această mașină poate prelucra roți dințate conice cu dinți drepți sau înclinați cu modulul maxim de 8 mm și diametrul maxim de 610 mm.

Generarea se face cu ajutorul a două cuțite, prin rularea simultană a roții-piesă și roții plane. Cuțitele sînt fixate pe doi berbeci care pot avea între 85 și 442 curse duble pe minut. Mașina funcționează după un ciclu în timpul căruia se prelucrează un dinte.

Ciclul se efectuează pe durata unei rotații a discului de distribuție D_c care are două came k_1 și k_2 care acționează asupra inversorului I și asupra cuplajului C.

Lanțul cinematic principal, antrenat de motorul M, asigură prin veriga reglabilă cu raportul i_v mișcarea berbecilor S, prin intermediul unui mecanism bielă-manivelă BM.

Din schema cinematică rezultă că:

$$n_{cD} = C_a i_v, \tag{15.57}$$

de unde, raportul de reglare pentru numărul de curse duble pe minut se determină cu expresia:

Scanned with OKEN Scanner

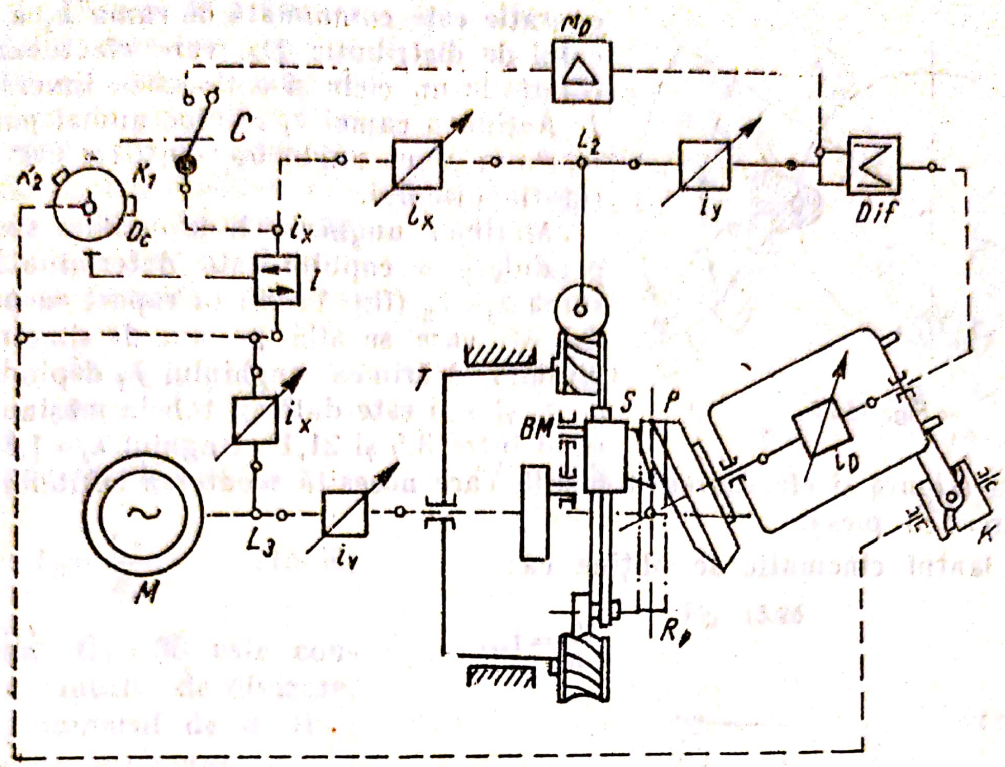


Fig. 15.24

$$i_v = \frac{n_{CD}}{C_a}, \tag{15.58}$$

în care $C_a = 220$ pentru această mașină.

Prelucrarea unui dinte implică un avans axial S_A în raport cu roata plană R_0, care se obține prin deplasarea păpușii port-piesă cu ajutorul camei k și un avans circular S_c, determinat de viteza de rulare dintre roata plană și piesă, deci între capul port-berbeci T și piesa P.

Cama k face o rotație pentru un ciclu de lucru, la prelucrarea unui dinte. Dacă T_c este timpul, în minute, necesar acestui ciclu, turația camei n_k se va exprima prin:

$$n_k = \frac{1}{T_c}. \tag{15.59}$$

Pe de altă parte, din lanțul cinematic rezultă:

$$n_k = C_{SA} i_{Sa},$$

și deci

$$i_{sa} = \frac{C_{SA}}{T_c}, \text{ unde } C_{SA} \approx 0{,}1. \tag{15.60}$$

Pe durata unui ciclu de lucru, capul port-berbeci trebuie să se rotească într-un sens sau altul, cu mărimea unghiulară λ, pentru a asigura rularea dintre roata plană și piesă pe mărimea unui pas al danturii, precum și pentru a asigura ieșirea cuțitelor din angrenare, în scopul efectuării divizării. Această

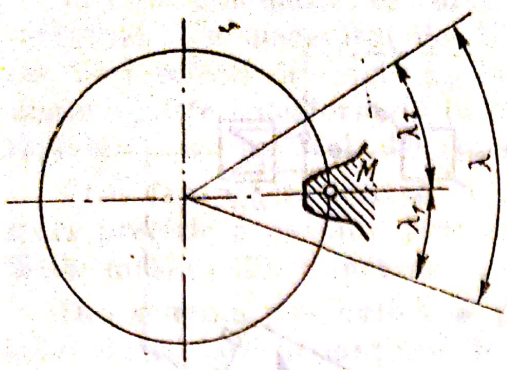


Fig. 15.25

operație este comandată de cama k_1 a discului de distribuție D_c, care efectuează o rotație la un ciclu și acționează inversorul I. Acțiunea camei k_1 are loc numai pentru mărimea unui unghi $\theta_{K_1}=0{,}451\times 360°$ din rotația discului.

Mărimea unghiului λ de oscilare sau de pendulare a capului este determinată de suma $\lambda_1+\lambda_2$ (fig. 15.25) în raport cu punctul M, care se află pe axa de simetrie a dintelui. Mărimea unghiului λ_1 depinde de m, z_p și α și este dată în tabela mașinii variind între 3,5 și 21,1°. Unghiul $\lambda_2=1{,}85\,\lambda_1$, pentru a asigura și efectuarea divizării, care necesită scoaterea cuțitelor din angrenarea cu piesa.

Din lanțul cinematic se obține că:

$$\frac{\lambda}{\theta}=i_{sc}, \tag{15.61}$$

de unde:

$$i_{sc}=\frac{\lambda}{170}. \tag{15.62}$$

Lanțul cinematic de rulare asigură rularea între roata-plană R_0, care are z_0 dinți, și roata-piesă P, cu z_p dinți adică,

$$\frac{n_p}{n_0}=\frac{z_0}{z_p}, \tag{15.63}$$

dar,

$$\frac{z_0}{z_p}=\frac{R_0}{R_p} \text{ și cum } R_0=\frac{R_p}{\sin\delta},$$

se obține:

$$\frac{n_p}{n_0}=\frac{1}{\sin\delta}. \tag{15.64}$$

Din lanțul cinematic de rulare rezultă:

$$\frac{n_p}{n_0}=i_v i_{at} i_D.$$

Înlocuind valorile se obține:

$$i_v=\frac{Z_p}{75\sin\delta}=\frac{Z_p}{C_R\sin\delta}, \tag{15.65}$$

unde δ este semiunghiul la vîrful conului.

Divizarea se efectuează în perioada oscilării capului port-berbeci spre extremitatea superioară a unghiului λ_2, moment în care cama k_1 a discului de distribuție închide cuplajul C, permițînd trecerea mișcării prin mecanis-

Scanned with OKEN Scanner

mul de divizare M_D cu cruce de Malta, care furnizează o rotaţie $\alpha_D=360°$, rotaţie ce se transmite prin diferenţialul „*dif*" şi prin veriga reglabilă pentru divizare, piesei P, sub mărimea unei rotaţii $\alpha_p=360°/z_p$. Lanţul cinematic permite să se scrie:

$$\frac{\alpha_p}{\alpha_D}=i_{dif}i_D,$$

de unde rezultă că:

$$i_D=\frac{C_D}{Z_p}, \qquad (15.66)$$

în care $C_D=30$ este constanta lanţului de divizare, iar Z_p numărul de dinţi ai piesei de prelucrat.

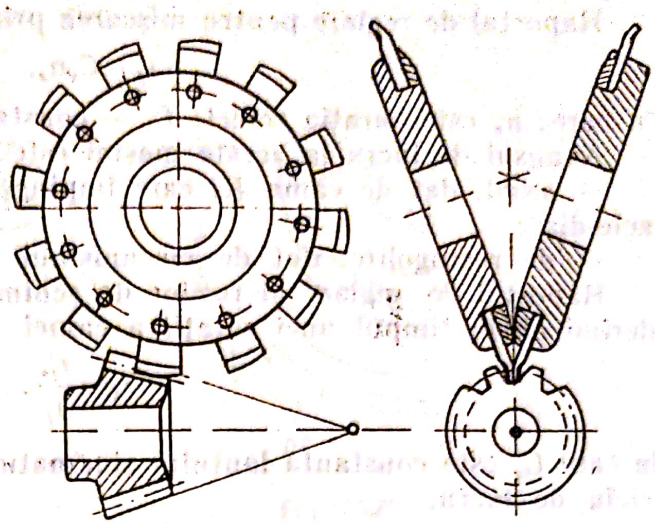


Fig. 15.26

Maşini de danturat cu două freze-disc. Utilizarea a două freze-disc (fig. 15.26) dispuse înclinat şi cu dantură care se întrepătrunde, materializînd dintele roţii plane, permite obţinerea unei danturi conice cu dinţi drepţi, caracterizată prin fundul golului concav şi flancul dintelui bombat, datorită faptului că cele două freze nu au o mişcare relativă faţă de roata-piesă, în lungul generatoarei conului.

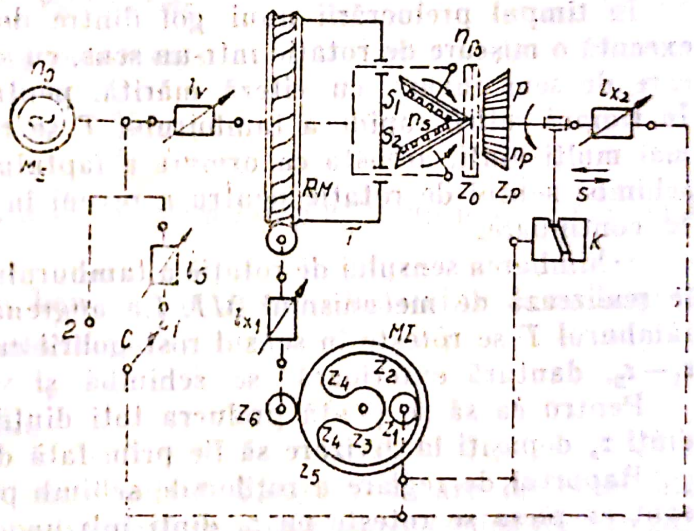


Fig. 15.27

La maşinile Klingelnberg, roata de prelucrat se rostogoleşte de la început pe dintele roţii plane, format din tăişurile cuţitelor, forma dintelui rezultînd din poziţiile succesive de înfăşurare. La maşinile Gleason şi Heidenreich-Harbeck se execută mai întîi golul printr-un avans de pătrundere şi apoi se realizează, prin rostogolire, forma dintelui, ceea ce asigură o productivitate mai mare decît la maşinile Klingelnberg.

Schema cinematică structurală a unei maşini de danturat cu două freze-disc este prezentată în figura 15.27.

Lanţul cinematic principal este antrenat de motorul electric M_E care, prin veriga reglabilă cu raportul i_v, transmite celor două freze-disc turaţia necesară realizării vitezei de aşchiere.

Scanned with OKEN Scanner

Raportul de reglare pentru mișcarea principală este dat de relația:

$$i_v = C_v n_s, \tag{15.67}$$

în care: n_s este turația sculei; C_v — constanta lanțului cinematic respectiv.

Avansul de lucru la aceste mașini este de două feluri:

— axial, dat de cama K, care împinge înainte păpușa mobilă spre frezele-disc;

— de rostogolire, dat de mecanismul MI.

Raportul de reglare al roților de schimb pentru avans se deduce considerînd că în timpul unei rotații a camei K se execută un dinte

$$i_s = \frac{C_s}{t_l}, \tag{15.68}$$

în care C_s este constanta lanțului cinematic, iar t_l timpul în care are loc un ciclu de lucru.

$$t_l = \frac{n_1}{n_0}\, 60, \ [\text{s}], \tag{15.69}$$

în care n_1 reprezintă numărul de rotații ale motorului M_E pentru executarea unui dinte, cînd cama K face o rotație; n_o — turația motorului.

În timpul prelucrării unui gol dintre doi dinți tamburul port-scule T execută o mișcare de rotație într-un sens, cu viteza de avans circular și o mișcare de sens invers, cu viteză mărită, pentru revenirea în poziție inițială. În timpul rotirii rapide a tamburului T se realizează divizarea cu unul sau mai mulți dinți, aceasta ca urmare a faptului că în timp ce tamburul T își schimbă sensul de rotație pentru a reveni în poziția inițială piesa se rotește în continuare.

Schimbarea sensului de rotație a tamburului și modificarea vitezei de rotire se realizează de mecanismul MI. La angrenarea $z_1 - z_2$, dantură interioară, tamburul T se rotește în sensul rostogolirii cu viteză mică, iar la angrenarea $z_1 - z_3$, dantură exterioară, se schimbă și viteza de rotație a tamburului.

Pentru ca să se poată prelucra toți dinții piesei, trebuie ca numărul de dinți z_a depășiți la divizare să fie prim față de numărul de dinți ai piesei z_p.

Raportul de reglare a roților de schimb pentru divizare se deduce ținînd cont că piesa se rotește cu z_a dinți într-un ciclu de lucru

$$i_{x2} = C_D \frac{z_a}{z_p}, \tag{15.70}$$

unde C_D este constanta lanțului cinematic de divizare.

În timpul rostogolirii piesa angrenează cu roata plană generatoare, iar roțile de schimb pentru rostogolire trebuie să asigure această angrenare al cărei raport este

$$i_{x1} = \frac{z_a}{z_0} C_R,$$

în care z_0 este numărul de dinți ai roții plane; C_R — constanta lanțului cinematic.

Numărul de dinți z_a depășiți la divizare se determină ținînd seama că în timpul cursei active tamburul T trebuie să se rotească cu unghiul θ_T pentru prelucrarea unui dinte. În același timp piesa se rotește cu unghiul $\theta_p = \theta_T \frac{z_0}{z_p}$.

Scanned with OKEN Scanner

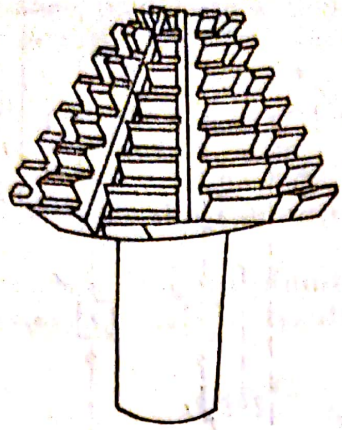


Fig. 15.28

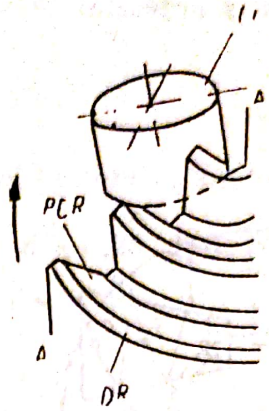


Fig. 15.29

Cum pentru o rotire a piesei cu θ_p corespunde o rotire a camei K cu unghiul θ_K, se poate scrie că:

$$\theta_p = \theta_K i_{x2}, \tag{15.71}$$

de unde, înlocuind pe θ_p și i_{x2} se obține:

$$z_a = \frac{\theta_T}{\theta_K} z_0.$$

Valoarea lui z_a astfel calculată se va rotunji în plus la un număr prim față de z_p.

Dantura obținută este puțin bombată în lungul dintelui, ceea ce asigură angrenajului condiții funcționale bune.

b. Prelucrarea dinților curbilinii

Mașini de danturat cu freză-melc conică. Dantura în arc de evolventă denumită și dantură paloidă, se prelucrează cu o freză-melc conică (fig. 15.28), pe mașini specializate de frezat sistem Klingelnberg. Aceste mașini sînt caracterizate printr-o mare productivitate, însă datorită complexității sculei utilizarea lor este restrînsă.

Din punct de vedere matematic, procedeul se bazează pe considerentul că o spirală arhimedică, transpusă pe mantaua unui con și rostogolindu-se pe un plan în jurul centrului roții plane, ideale, generează o evolventă. Evolventele fiind echidistante, între două evolvente poate fi profilat un gol de tăișurile unei freze, în care pot angrena dinții roții conjugate.

Principiul metodei constă în rularea unui profil de cremalieră *PCR* (fig. 15.29) pe un cilindru *CL*, obținîndu-se dantura *DR*, care are dinții după o curbă evolventică. Caracteristic acestei danturi este păstrarea constantă, în orice secțiune *A-A* tangentă la cilindru, a grosimii dinților, a lărgimii golului și a distanței dintre dinți, ca urmare a proprietății cunoscute și anume că distanța dintre două evolvente ale aceluiași cerc de bază se păstrează constantă în lungul evolventelor.

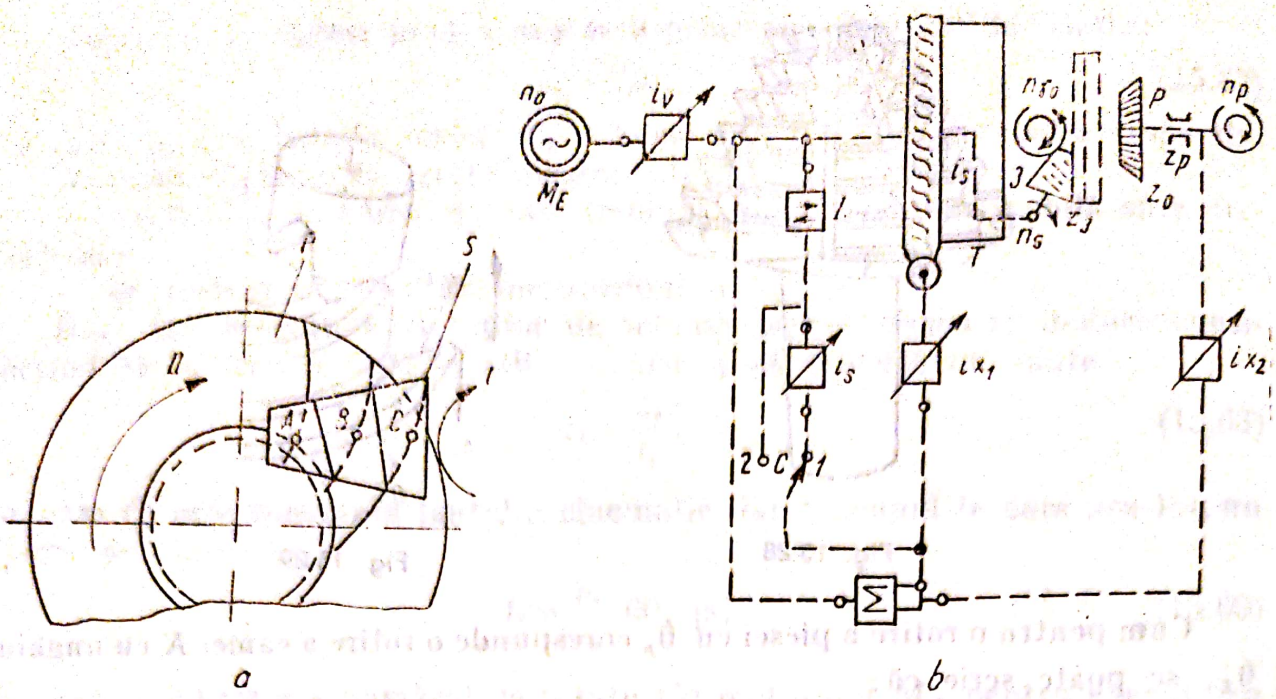


Fig. 15.30

Metoda se caracterizează prin trei mişcări de rotaţie uniforme care se execută împreună (fig. 15.30, *a*):

— rotaţia frezei în jurul axei sale (mişcarea *I*),
— rotaţia corpului roţii de danturat în jurul axei sale (mişcarea *II*),
— rotirea platoului cu freza în jurul axei sale (axa roţii plane).

Structura cinematică a unei maşini de danturat cu freză-melc conică, tip Klingelnberg, este prezentată în figura 15.30.*b*.

Lanţul cinematic principal conţine motorul electric M_E şi veriga reglabilă cu raportul de reglare i_v, care asigură sculei turaţia n_s, necesară obţinerii vitezei de aşchiere.

Formula pentru reglarea acestui lanţ cinematic este:

$$i_v = C_v n_s, \tag{15.72}$$

în care C_v este constanta lanţului cinematic respectiv.

Lanţul cinematic de rulare este în acelaşi timp şi lanţ de divizare deoarece piesa se prelucrează printr-o divizare continuă, care se realizează în procesul de rulare.

Acest lanţ cinematic este închis între sculă şi piesă şi se reglează după relaţia:

$$i_{x2} = C_R \frac{z_s}{z_p}, \tag{15.73}$$

în care z_s este numărul de începuturi ale frezei-melc; z_p — numărul de dinţi a roţii-piesă; C_R — constanta lanţului cinematic.

În timpul mişcării de rulare tamburul port-sculă T are o mişcare de rotaţie care este o mişcare de avans tangenţial. Datorită acestei mişcări, pentru a se menţine angrenarea corectă între sculă şi piesă, este necesar să se imprime sculei, respectiv roţii plane, o mişcare suplimentară de rotaţie. Reglarea

acestor mişcări se face prin veriga reglabilă al cărei raport de transmitere i_{x1}, se deduce din ecuaţia lanţului cinematic pentru mişcarea suplimentară şi are expresia:

$$i_{x1}=C_s\frac{z_s}{z_0\pm n'_s z_s}, \tag{15.74}$$

în care z_0 este numărul de dinţi ai roţii plane; n'_s — rotaţia suplimentară a roţii plane.

Deoarece pentru cele mai răspîndite maşini $n'_s=0{,}25$ dintr-o rotaţie a frezei-melc şi considerînd $z_s=1$, rezultă că:

$$i_{x1}=C_s\frac{1}{z_0\pm 0{,}25}. \tag{15.75}$$

Semnul plus se utilizează în cazul cînd sensul elicei frezei este acelaşi cu sensul de înclinare a dinţilor piesei, iar semnul minus cînd cele două sensuri sînt diferite.

Reglarea avansului tangenţial se face prin veriga reglabilă, care asigură rapoartele de reglare i_s necesare obţinerii mărimii avansului tangenţial S_T.

Relaţia cu ajutorul căreia se determină raportul de reglare a verigii reglabile, pentru un anumit avans tangenţial dat, are forma:

$$i_s=C_{ST}\frac{z_0\pm 0{,}25z_s}{z_p}S_T, \tag{15.76}$$

unde: C_{ST} este constanta lanţului cinematic respectiv; S_T — avansul tangenţial, în mm la o rotaţie a piesei.

Inversorul I din lanţul cinematic de avans serveşte pentru obţinerea curbelor paloide pe dreapta sau pe stînga, iar prin cuplajul C se asigură rotirea tamburului T cu viteză mică, în timpul prelucrării, cuplajul în poziţia *1*, sau rotirea acestuia cu o viteză rapidă, cuplajul în poziţia *2*.

Întregul ciclu de lucru al maşinii este comandat pe cale hidraulică.

Maşini de danturat prin frezare cu capete port-cuţite. Frezarea danturii cu capete port-cuţite este un procedeu de danturare prin rostogolire periodică sau continuă.

Flancul dinţilor roţii plane imaginare la roţi conice cu dinţi curbi este în arc de curbă, a cărei formă depinde de principiul constructiv al maşinii respective.

La danturarea prin frezare cu capete port-cuţite curbele care pot fi utilizate sînt: cerc, epicicloidă, hipocicloidă, elipsă, spirală arhimedică, spirală logaritmică etc. însă dificultăţile constructive ale maşinilor şi randamentul lor mic au făcut să fie folosite numai acele maşini care reproduc profilul dinţilor după primele două tipuri de curbe, adică arc de cerc şi epicicloidă alungită.

Curbele după care se prelucrează dinţii roţilor conice, după acest procedeu, se obţin prin rostogolirea cercului cu anumită rază r_s a sculei pe cercul cu anumită rază R_0 a roţii plane imaginare (fig. 15.31).

Cele două tipuri de curbe după care se prelucrează roţile conice prin frezare cu capete port-cuţite, rezultă din mărimea razei r_s a cercului sculei care se rostogoleşte. Astfel, dacă:

$r_s=0$ — curba este arc de cerc;

$0<r_s<\infty$ — curba este epicicloidă.

Scanned with OKEN Scanner

acestor mişcări se face prin veriga reglabilă al cărei raport de transmitere i_{x1}, se deduce din ecuaţia lanţului cinematic pentru mişcarea suplimentară şi are expresia:

$$i_{x1}=C_s\frac{z_s}{z_0\pm n'_s z_s}, \qquad (15.74)$$

în care z_0 este numărul de dinţi ai roţii plane; n'_s — rotaţia suplimentară a roţii plane.

Deoarece pentru cele mai răspîndite maşini $n'_s=0{,}25$ dintr-o rotaţie a frezei-melc şi considerînd $z_s=1$, rezultă că:

$$i_{x1}=C_s\frac{1}{z_0\pm 0{,}25}. \qquad (15.75)$$

Semnul plus se utilizează în cazul cînd sensul elicei frezei este acelaşi cu sensul de înclinare a dinţilor piesei, iar semnul minus cînd cele două sensuri sînt diferite.

Reglarea avansului tangenţial se face prin veriga reglabilă, care asigură rapoartele de reglare i_s necesare obţinerii mărimii avansului tangenţial S_T.

Relaţia cu ajutorul căreia se determină raportul de reglare a verigii reglabile, pentru un anumit avans tangenţial dat, are forma:

$$i_s=C_{ST}\frac{z_0\pm 0{,}25z_s}{z_p}S_T, \qquad (15.76)$$

unde: C_{ST} este constanta lanţului cinematic respectiv; S_T — avansul tangenţial, în mm la o rotaţie a piesei.

Inversorul I din lanţul cinematic de avans serveşte pentru obţinerea curbelor paloide pe dreapta sau pe stînga, iar prin cuplajul C se asigură rotirea tamburului T cu viteză mică, în timpul prelucrării, cuplajul în poziţia *1*, sau rotirea acestuia cu o viteză rapidă, cuplajul în poziţia *2*.

Întregul ciclu de lucru al maşinii este comandat pe cale hidraulică.

Maşini de danturat prin frezare cu capete port-cuţite. Frezarea danturii cu capete port-cuţite este un procedeu de danturare prin rostogolire periodică sau continuă.

Flancul dinţilor roţii plane imaginare la roţi conice cu dinţi curbi este în arc de curbă, a cărei formă depinde de principiul constructiv al maşinii respective.

La danturarea prin frezare cu capete port-cuţite curbele care pot fi utilizate sînt: cerc, epicicloidă, hipocicloidă, elipsă, spirală arhimedică, spirală logaritmică etc. însă dificultăţile constructive ale maşinilor şi randamentul lor mic au făcut să fie folosite numai acele maşini care reproduc profilul dinţilor după primele două tipuri de curbe, adică arc de cerc şi epicicloidă alungită.

Curbele după care se prelucrează dinţii roţilor conice, după acest procedeu, se obţin prin rostogolirea cercului cu anumită rază r_s a sculei pe cercul cu anumită rază R_0 a roţii plane imaginare (fig. 15.31).

Cele două tipuri de curbe după care se prelucrează roţile conice prin frezare cu capete port-cuţite, rezultă din mărimea razei r_s a cercului sculei care se rostogoleşte. Astfel, dacă:

$r_s=0$ — curba este arc de cerc;

$0<r_s<\infty$ — curba este epicicloidă.

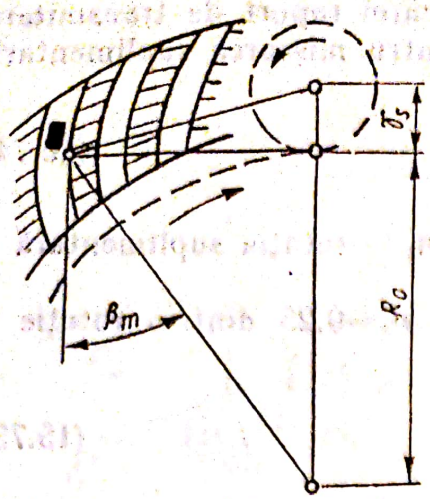


Fig. 15.31

Curba, după lungimea dintelui care reprezintă un arc de cerc, se obține pe mașinile produse de firmele Gleason, Modul și sovietice 528, 527, iar dantura în arc de epicicloidă sau hipocicloidă alungită, dantura denumită eloidă, se execută pe mașinile cunoscute sub denumirea de Spiromatic, produse de firma Oerlikon.

După modul cum se execută divizarea, mașinile se împart în două grupe:

1 — cu divizare discontinuă; *2* — cu divizare continuă.

Structurile cinematice ale mașinilor-unelte de prelucrat dantura curbă a roților conice, folosind ca sculă capete port-cuțite, se deosebesc în general prin modul de legare a mecanismului de divizare cu mecanismul de rulare. În figura 15.32 sînt prezentate patru variante posibile ale acestor mașini.

În poziția *a* este reprezentată schema structurală a mașinii la care mișcările de divizare și rulare sînt legate succesiv prin cuplajul cu gheare *9*. La varianta din poziția *b*, legarea mecanismelor se face tot succesiv, dar în locul cuplajului se folosește un disc de divizare. Mecanismul planetar nu funcționează ca diferențial, ci ca mecanism de legare sau de separare a celor două lanțuri cinematice. Mișcarea de rulare v_1v_2 se realizează de către lanțul cinematic care leagă tamburul cu capul port-cuțite și piesa. Mișcarea v_3 este mișcarea de divizare.

Mașinile care corespund cerințelor tehnicii actuale sînt construite după schema redată în poziția *c*. La acestea precizia de lucru este mult mai ridicată, deoarece mișcarea de divizare este continuă și se realizează cu ajutorul mecanismului inversor M_i. Această schemă este aplicată la mașinile de fabricație sovietică tip 528.

În figura 15.32, M_i reprezintă mecanismul inversor din lanțul avansurilor, i_x — roțile de schimb ale mecanismului de rulare, i_y — roțile de schimb ale mecanismului de divizare, i_v — roțile de schimb de reglare a vitezei de așchiere, iar i_s — roțile de schimb de reglare a avansului.

Mașinile care prelucrează dantura în arc de cerc. Au scule care materializează un dinte al roții plane de referință, în formă de cerc. În timpul prelucrării, semifabricatul angrenează cu acest dinte, rezultînd și profilul golului dintre doi dinți de pe semifabricat. În funcție de poziția reciprocă dintre sculă și semifabricat se obțin trei tipuri de dantură. Aceste tipuri apar dacă unghiul dintre tangenta la dinte, în punctul de mijloc pe lungimea dintelui și direcția razei dusă în acest punct, este negativă (fig. 15.33, *a*) pozitivă (fig. 15.33, *b*), sau zero (fig. 15.33, *c*) denumită dantură zerol.

Caz particular prezintă dantura hipoidă la care axele geometrice ale roților în angrenare se află în plane diferite.

Structura cinematică simplificată a unei mașini de prelucrat dantură conică în arc de cerc este reprezentată în figura 15.34.

Lanțul cinematic al mișcării principale transmite mișcarea de rotație a capului

Scanned with OKEN Scanner

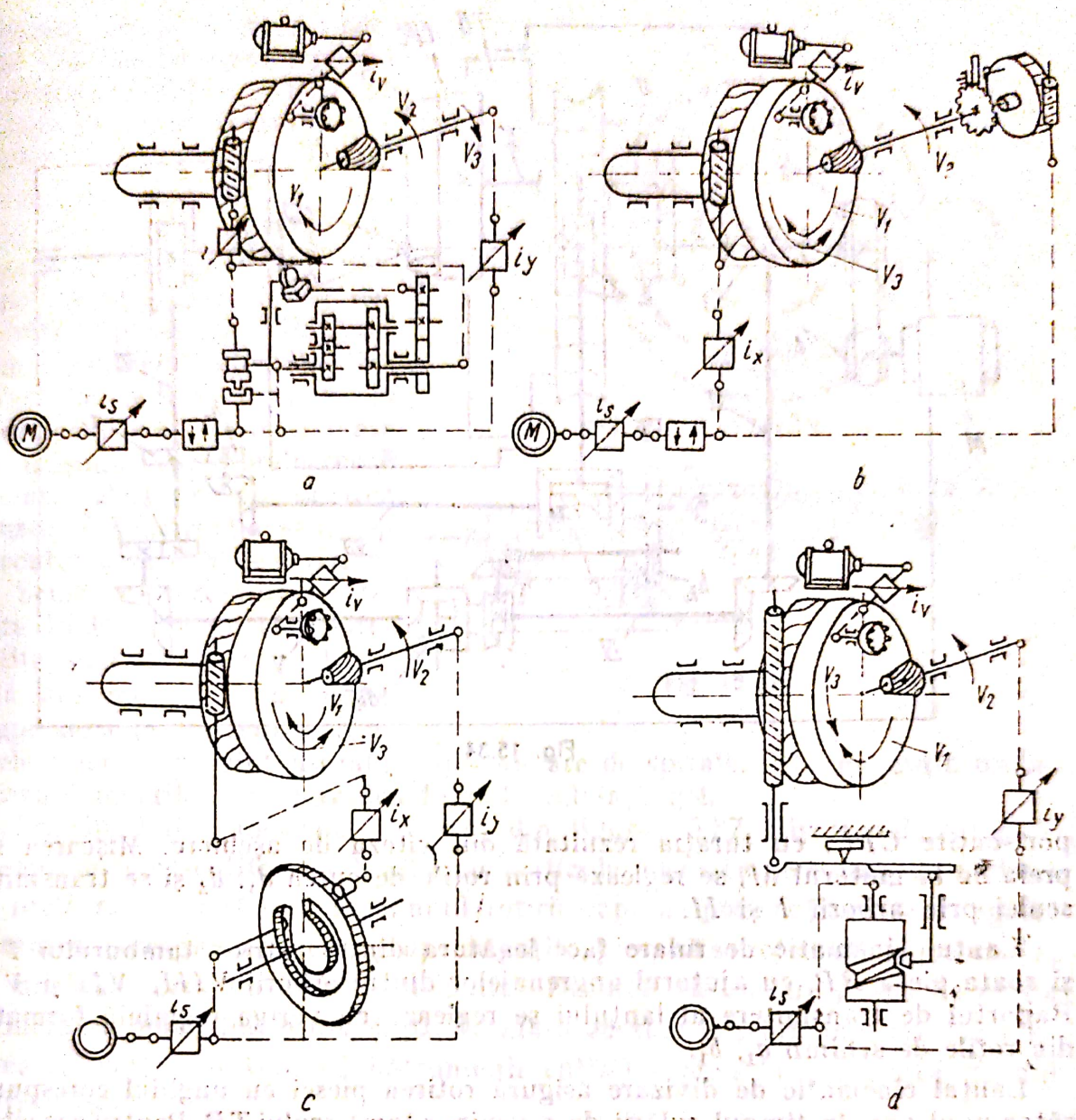


Fig. 15.32

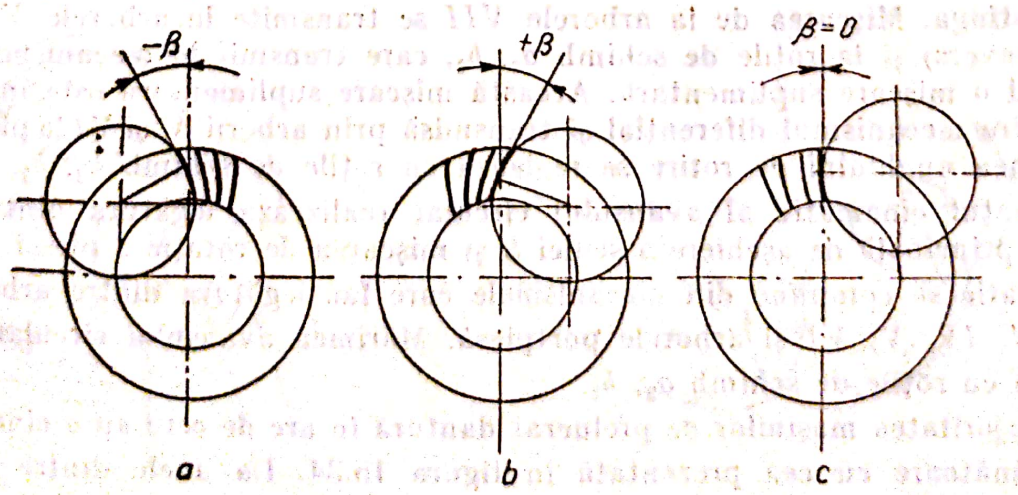


Fig. 15.33

Scanned with OKEN Scanner

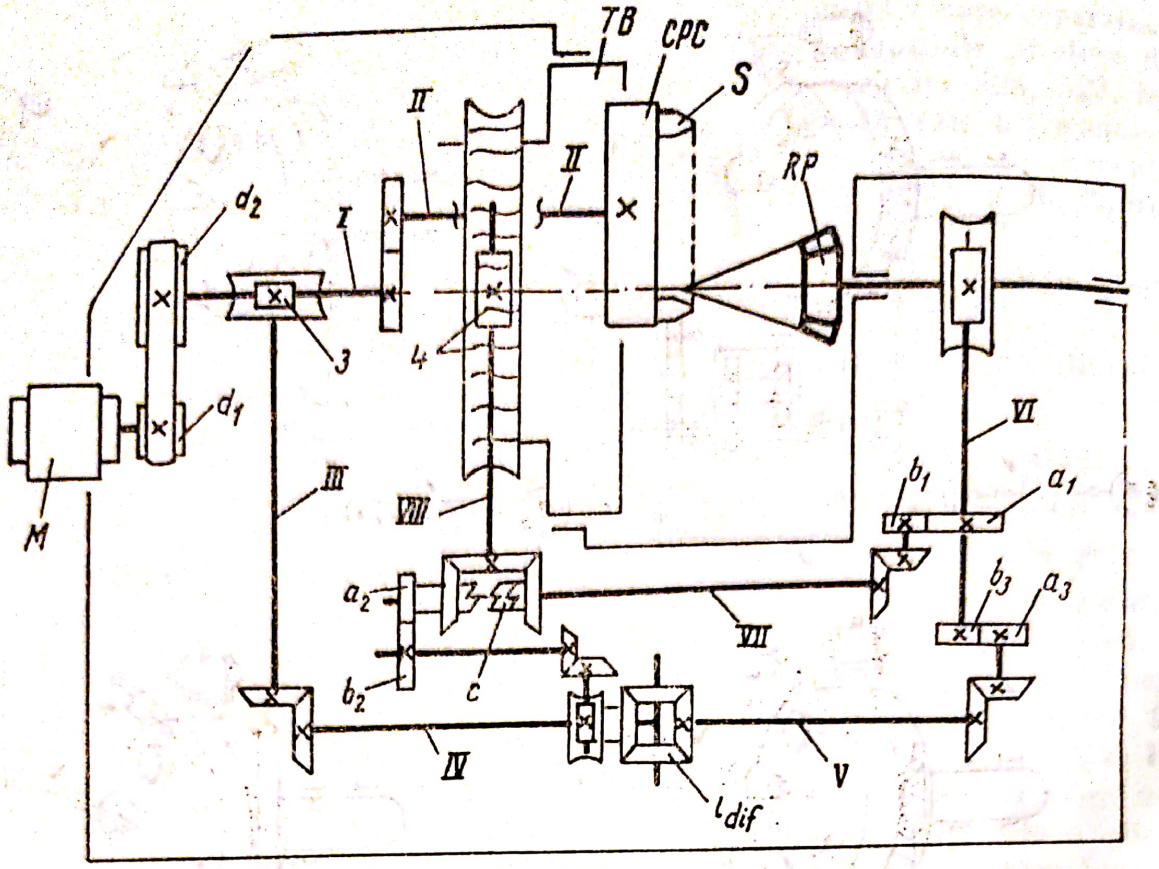


Fig. 15.34

port-cuțite *CPC*, cu turația rezultată din viteza de așchiere. Mișcarea se preia de la motorul *M*, se reglează prin roțile de curea d_1, d_2 și se transmite sculei prin arborii *I* și *II*.

Lanțul cinematic de rulare face legătura dintre rotirea tamburului *TB* și roata piesă *RP*, cu ajutorul angrenajelor dintre arborii *VIII*, *VII* și *VI*. Raportul de transmitere al lanțului se reglează cu veriga reglabilă formată din roțile de schimb a_1, b_1.

Lanțul cinematic de divizare asigură rotirea piesei cu unghiul corespunzător unui pas, în timpul rulării de revenire a tamburului *TB*. Pentru aceasta, după terminarea cursei active a rulării, se comandă cuplarea cuplajului *C* spre stînga. Mișcarea de la arborele *VII* se transmite la arborele *VIII* (în sens invers) și la roțile de schimb a_2, b_2, care transmit la mecanismul diferențial o mișcare suplimentară. Această mișcare suplimentară este însumată de către mecanismul diferențial și transmisă prin arborii *V* și *VI* la piesa *RP*. Mărimea unghiului de rotire se reglează cu roțile de schimb a_2, b_2.

Lanțul cinematic al avansului circular realizează legătura dintre mișcarea principală de așchiere a sculei *S* și mișcarea de rotație a piesei. Lanțul cinematic se compune din mecanismele care fac legătura dintre arborii *II*, *I*, *III*, *IV*, *V*, *VI* și arborele portpiesă. Mărimea avansului circular se reglează cu roțile de schimb a_3, b_3.

Majoritatea mașinilor de prelucrat dantură în arc de cerc au o cinematică asemănătoare cu cea prezentată în figura 15.34. La unele dintre acestea deosebirea constă doar în înlocuirea cuplajului *C*, din lanțul cinematic de

Scanned with OKEN Scanner

divizare, cu un mecanism special (fig. 15.35), care schimbă automat sensul și viteza de rotație în lanțul cinematic respectiv.

Mașini care prelucrează dantura în arc de epicicloidă sau hipocicloidă alungită. Sînt produse de firma Oerlikon, denumite Spiromatic (dantura fiind denumită eloidă). Din punct de vedere cinematic și funcțional sînt asemănătoare cu mașinile care prelucrează în arc de cerc, deosebirea constă în construcția sculei și executarea mișcării de divizare.

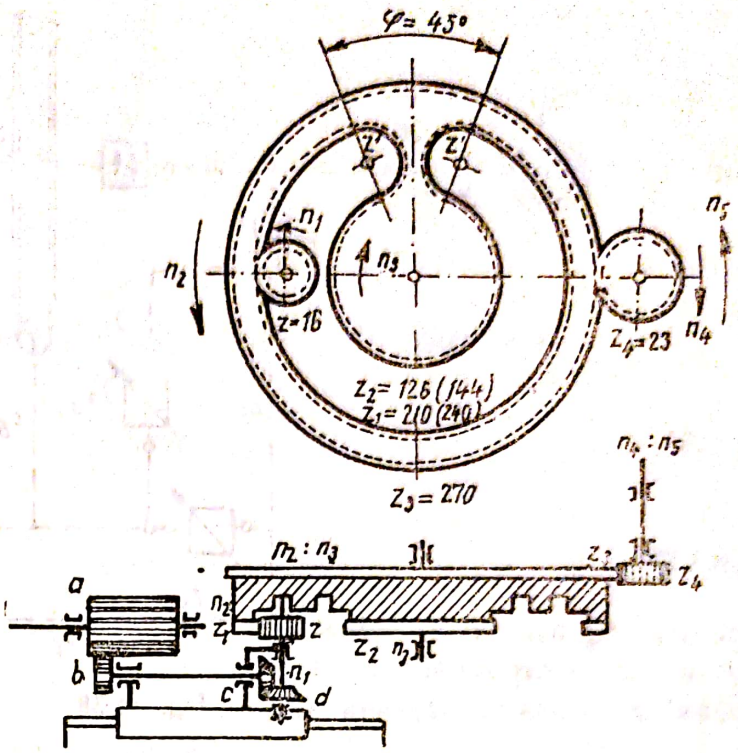


Fig. 15.35

Scula, reprezentată în figura 15.36, este un cap port-cuțite, care pe suprafața frontală are montate mai multe grupe de cîte trei cuțite. Cuțitele unei grupe sînt așezate după un arc de spirală. Cîte un cuțit prelucrează flancurile, iar al treilea fundul aceluiași gol.

Principiul de funcționare rezultă din figura 15.37. Mișcarea de rotație *I* a capului port-cuțite este legată cinematic de mișcarea de rotație *II* a piesei de prelucrat *2*, astfel că în timpul rotirii capului port-cuțite *1* cu unghiul la centru, corespunzător unei grupe de cuțite, piesa să se rotească, mișcarea *II*, cu unghiul corespunzător unui dinte. Rezultă că fiecare grupă de cuțite prelucrează golul dintre doi dinți. În afara acestor mișcări, mai are loc mișcarea de rulare în vederea pătrunderii cuțitelor pînă la adîncimea golului dintre dinți.

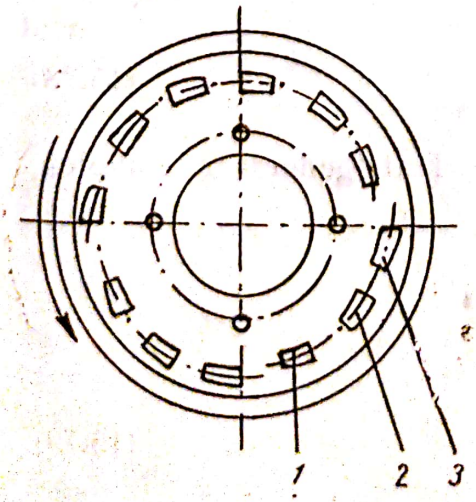


Fig. 15.36

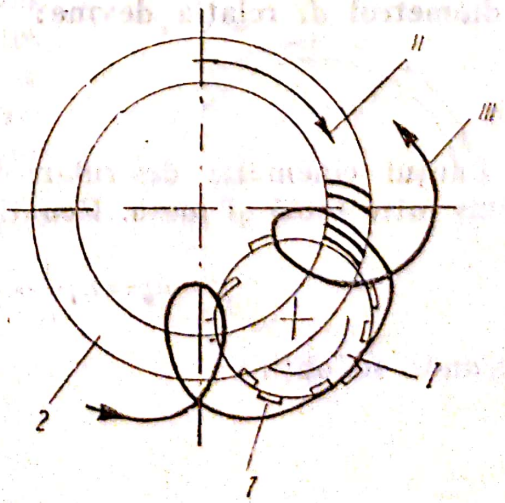


Fig. 15.37

Scanned with OKEN Scanner

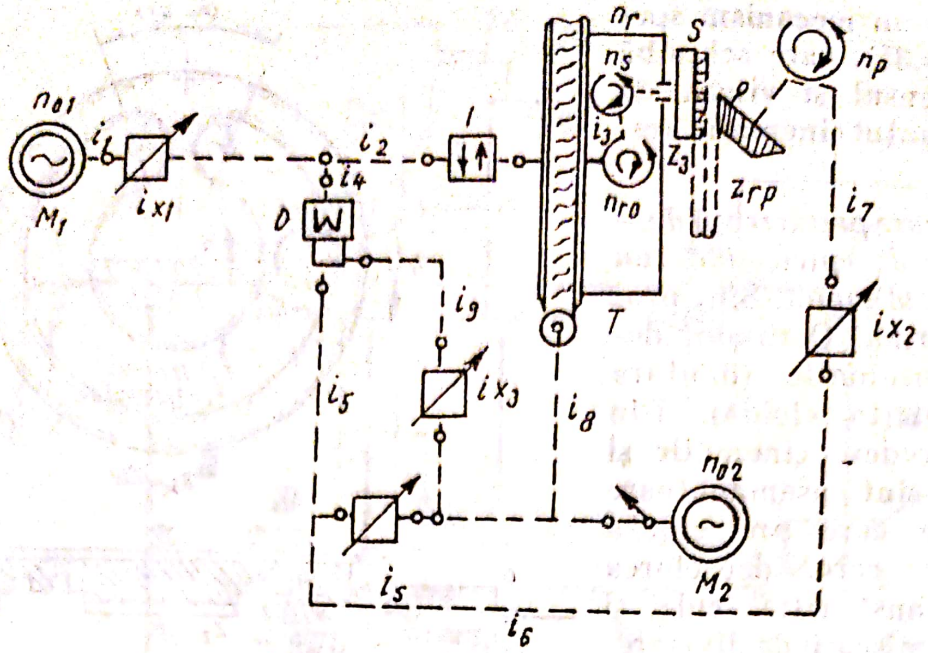


Fig. 15.38

Datorită procedeului continuu al prelucrării, aceste maşini au productivitate ridicată.

Schema structurală simplificată a maşinii Spiromatic este reprezentată în figura 15.38.

Lanţul cinematic principal este antrenat de motorul M_1, cu două turaţii, care prin veriga reglabilă cu raportul de transmitere i_{x1} şi inversorul I, asigură capului port-cuţite o gamă de 20 turaţii cuprinse între limitele 14—375 rot/min.

Ecuaţia lanţului cinematic principal are forma:

$$n_{sc} = C_a i_{x_1}, \tag{15.77}$$

de unde

$$i_{x_1} = \frac{n_{sc}}{C_a},$$

în care n_{sc} este turaţia sculei, iar C_a — constanta lanţului cinematic.

Dacă se exprimă turaţia capului port-cuţite prin viteza de aşchiere v şi diametrul d, relaţia devine:

$$i_{x_1} = C_a \frac{v}{d}. \tag{15.78}$$

Lanţul cinematic de rulare-divizare este un lanţ generator complex, închis între sculă şi piesă. Ecuaţia sa este:

$$n_p = n_s \frac{1}{i_8} \cdot \frac{1}{i_2} \cdot i_4 \cdot i_D \cdot i_5 \cdot i_6 \cdot i_{x_2} \cdot i_7,$$

de unde se obţine:

$$i_{x_2} = C_R \frac{z_s}{z_p}, \tag{15.79}$$

în care z_s reprezintă numărul de grupe de cuţite.

Scanned with OKEN Scanner

Pentru realizarea avansului tangențial al tamburului T, lanțul cinematic conține o verigă reglabilă cu raportul de transmitere i_s, asigurînd un număr de 30 avansuri, care se măsoară prin mărimea unghiului de rotire α_T a tamburului pentru o rotație a capului port-cuțite.

Turația n_T a tamburului funcție de unghiul de rotire α_T se exprimă prin relația:

$$n_T \frac{\alpha_T}{360^\circ} \cdot \frac{1}{t}, \tag{15.80}$$

în care t este timpul în care tamburul T se rotește cu unghiul α_T.

Ecuația de reglare a lanțului este:

$$n_T = n_s \cdot \frac{1}{i_3} \cdot \frac{1}{i_2} \cdot i_4 \cdot i_D \cdot i_5 \cdot i_s \cdot i_8, \tag{15.81}$$

de unde

$$i_s = C_s \frac{\alpha_T}{tn_s}. \tag{15.82}$$

Mișcarea suplimentară necesară datorită procesului de rulare pentru obținerea generatoarei (epicicloidă sau hipocicloidă) se obține prin veriga reglabilă cu raportul de reglare i_{x3}, care introduce această mișcare în lanțul cinematic prin intermediul diferențialului.

Ecuația lanțului cinematic respectiv este:

$$n_T = n_p \cdot \frac{1}{i_7} \cdot \frac{1}{i_{x_2}} \cdot \frac{1}{i_6} \cdot \frac{1}{i_5} \cdot \frac{1}{i_D} \cdot i_9 \cdot \frac{1}{i_{x_3}} \cdot i_8. \tag{15.83}$$

Din această ecuație, ținînd seama că:

$$\frac{n_T}{n_p} = \frac{z_p}{z_0 \pm C_{z_6}}, \tag{15.84}$$

se obține:

$$i_{x_3} = C' \frac{z_0}{z_s} \pm C''. \tag{15.85}$$

Pentru această mașină $C' = 0{,}2$, iar $C'' = 0{,}05$.

Semnul plus se consideră pentru cazul în care dinții sînt după curba epicicloidă alungită, iar semnul minus pentru cazurile speciale, cînd curba folosită la danturare este hipocicloidă alungită.

Mașinile care prelucrează în arc de spirală, lucrează asemănător cu mașinile Spiromatic. Deosebirea constă numai în construcția capului port-cuțite. Asemenea mașini produce firma Fiat. Capul port-cuțite *1* (fig. 15.39) are pe suprafața frontală o singură grupă de cuțite *2*, amplasate după o spirală *3*. Pasul spiralei P este egal cu pasul dinților roții de prelucrat.

Mișcarea de așchiere I a capului port-cuțite este legată cinematic de mișcarea de rotație a piesei de prelucrat astfel că unei rotații cu 360° a capului port-cuțite să-i corespundă rotirea cu un pas a roții de prelucrat. În afara acestor mișcări mai are loc rularea în vederea pătrunderii la adîncimea golului dintre dinți.

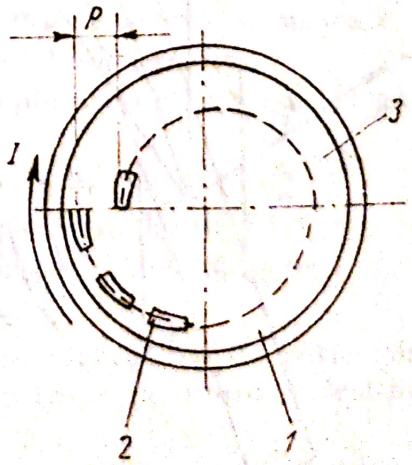


Fig. 15.39

Scanned with OKEN Scanner

16

MAȘINI DE FINISAT DANTURA ROȚILOR DINȚATE

16.1. Mașini de șeveruit

Operația de finisare prin șeveruire a flancurilor dinților are scopuri multiple și anume:

— îmbunătățirea rugozității suprafețelor flancurilor;

— îmbunătățirea profilului pentru realizarea unei angrenări corecte și a unei funcționări silențioase;

— eventuale modificări a formei dintelui (bombare) pentru localizarea petei de contact.

Șeveruirea poate fi aplicată roților netratate termic sau celor îmbunătățite.

Procedeul se bazează pe angrenarea roții de prelucrat cu scula de șeveruit ce se poate prezenta sub formă de șever-roată, șever cremalieră sau șever-melc.

Figura 16.1 arată modul în care se produce așchierea ca urmare a alunecării pe direcția dinților roții de prelucrat între flancurile dinților roții-piesă și cele ale șeverului.

Notînd cu v_{LP}, respectiv cu v_{LS} vitezele de deplasare longitudinală pentru piesă și pentru șever, rezultă viteza de așchiere:

$$v_{aș}=v_{LP}-v_{LS}.$$

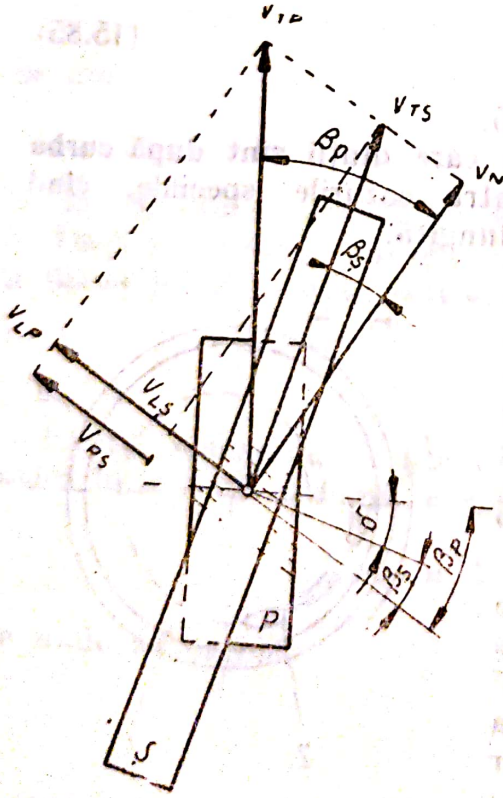


Fig. 16.1

Dacă se descompun vitezele tangențiale v_{TP} și v_{TS} pe direcțiile normală și longitudinală la dinte și se ține seama că cele două viteze tangențiale au aceeași componentă normală pe dinte v_{ND} (condiție de angrenare), rezultă:

$$v_{ND}=v_{TP}\cos\beta_p=v_{TS}\cos\beta_ș; \qquad (16.1)$$

$$v_{LP}=v_{TP}\sin\beta_p; \qquad (16.2)$$

$$v_{LS}=v_{TS}\sin\beta_ș, \qquad (16.3)$$

Pe baza acestor egalități se poate exprima viteza de așchiere $v_{aș}$ în funcție de v_{TS}:

$$a_{aș}=v_{TS}(\cos\beta_ș\ \mathrm{tg}\ \beta_p-\sin\beta_ș), \qquad (16.4)$$

Scanned with OKEN Scanner

de unde:

$$v_{TS}=\frac{\pi d_f \cdot n_s}{1\,000}=\frac{v_{af}}{\cos\beta_f\ \mathrm{tg}\,\beta_p-\sin\beta_f}. \qquad (16.5)$$

Rezultă că, pentru realizarea vitezei de așchiere $v_{aș}$, șeverul trebuie să aibă turația:

$$n_ș=\frac{1000v_{aș}}{\pi d_f\ (\cos\beta_f\ \mathrm{tg}\,\beta_p-\sin\beta_f)}. \qquad (16.6)$$

Relația de mai sus permite determinarea turației șeverului la mașinile la care mișcarea de rotație este transmisă acestuia, roata piesă fiind antrenată prin angrenare.

Dimpotrivă, la mașinile destinate finisării roților dințate de dimensiuni mari, mișcarea de rotație se transmite piesei, șeverul rotindu-se prin angrenarea sa cu roata de prelucrat.

În acest din urmă caz este necesar să se determine turația piesei, care poate fi calculată cu relația:

$$n_p=n_ș\frac{d_ș\cos\beta_f}{d_p\cos\beta_p}. \qquad (16.7)$$

Unghiul δ dintre proiecțiile axelor are valori cuprinse între 5° și 45°, preferat fiind însă unghiul de 15°.

După cum rezultă și din figura 16.1,

$$\delta=\beta_p\pm\beta_ș, \qquad (16.8)$$

în care $\beta_ș$ poate să fie de același semn sau de semn contrar cu β_p.

În particular și numai la prelucrarea roților dințate cu dinți înclinați, șeverul poate să fie cu dinți drepți ($\beta_ș=0$).

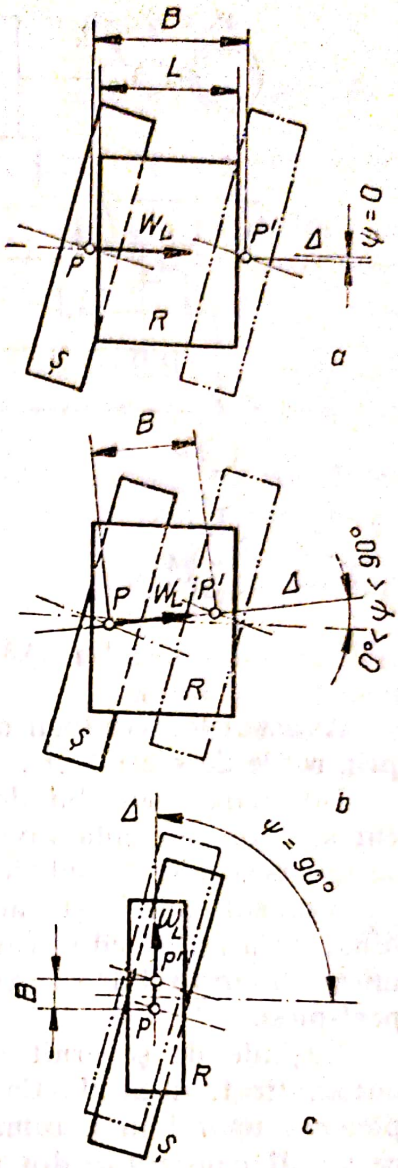


Fig. 16.2

Pentru realizarea prelucrării sînt necesare de asemenea o mișcare de avans longitudinal și una de avans radial (de pătrundere).

Avansul longitudinal poate fi obținut prin deplasarea relativă între roată și șever pe una din direcțiile următoare:

— paralel cu axa piesei (avans axial), figura 16.2, *a*;

— perpendicular pe axa piesei (avans tangențial), figura 16.2, *b*;

— după un unghi oarecare față de axa piesei (avans diagonal) figura 16.2, *c*.

Mișcarea de avans radial este periodică și se efectuează de către piesă la mașinile de construcție normală, sau de către șever la mașinile destinate prelucrării roților mari.

Figura 16.3 prezintă schema cinematică de principiu a unei mașini de șeveruit cu scula plasată deasupra roții de prelucrat.

Scanned with OKEN Scanner

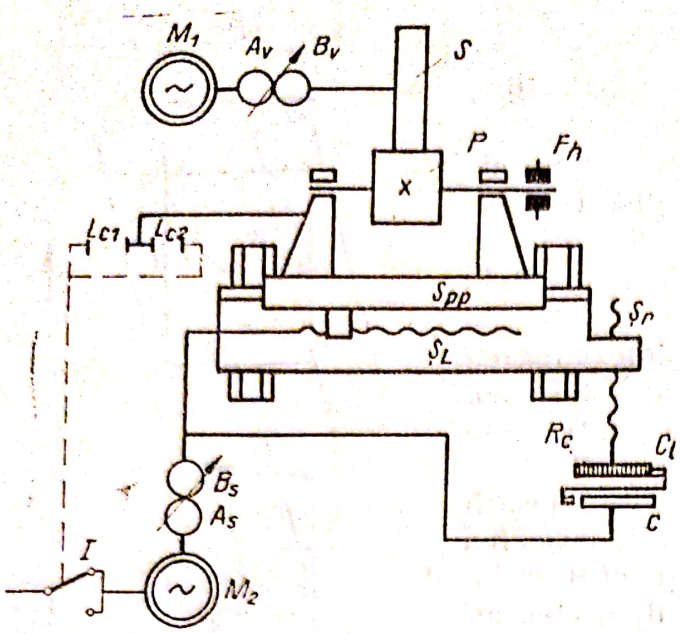


Fig. 16.3

Mişcarea de rotaţie a şeverului este acţionată de la motorul M_1, prin roţile de schimb A_v, B_v. Schimbarea sensului de rotaţie a şeverului la trecerea de la prelucrarea flancului drept al dinţilor la cel stîng se obţine prin inversarea sensului de rotaţie a motorului.

Pentru a realiza presiunea necesară răzuirii flancurilor la contactul şever-roată, aceasta din urmă are mişcarea de rotaţie frînată printr-o frînă hidraulică F_h, constituită dintr-o pompă antrenată de piesă şi care debitează lichid într-un circuit închis, presiunea fiind reglată printr-un drosel.

Avansul longitudinal al saniei port-piesă este acţionat de la motorul M_2, prin roţile de schimb A_s, B_s şi şurubul S_L.

Inversarea sensului de deplasare a saniei se obţine prin limitatoare de cursă, care comandă inversarea sensului de rotaţie al motorului. Simultan se inversează şi sensul de rotaţie al angrenajului şever-piesă.

Avansul radial este acţionat prin lanţul cinematic al avansului longitudinal, prin intermediul camei C şi a unui mecanism cu clichet care transmite mişcarea şurubului S_r. Avansul se produce o dată la o cursă dublă a saniei port-piesă.

Maşinile de şeveruit de construcţie modernă lucrează în ciclu complet automatizat. În producţia de serie mare acest tip de maşini poate intra în componenţa unor linii automate de prelucrare a danturilor roţilor dinţate, linii ce pot fi constituite din maşini de frezat cu freză melc (degroşare), maşini de mortezat cu cuţit-roată (semifinisare) şi maşini de şeveruit (finisare).

Deşi şeverul-roată este o sculă costisitoare, operaţia de şeveruire este relativ economică dacă se ţine seama că pentru o ascuţire a sculei se pot prelucra cca 5 000—25 000 piese, iar numărul de reascuţiri admise este de 4—5.

16.2. Maşini de rectificat dantura roţilor dinţate cilindrice

Finisarea prin rectificare a danturii roţilor dinţate cilindrice asigură o precizie înaltă, precum şi o îmbunătăţire a rugozităţii suprafeţei flancurilor. Rectificarea permite corectarea erorilor dimensionale, de formă, de înclinaţie, de excentricitate şi de simetrie rezultate din prelucrările anterioare sau de pe urma tratamentului termic. După o rectificare de precizie erorile danturii pot fi reduse la valori de cca 3—5 μm.

Generarea flancului danturii poate avea loc prin copiere (cu generatoare materializată) sau prin rulare (cu generatoarea cinematică).

Scanned with OKEN Scanner

16.2.1. Maşini de rectificat dantura prin copiere

Principiul rectificării danturii prin copiere este asemănător celui de la frezarea danturii cu freză disc modul.

Discul abraziv utilizat trebuie să aibă profilul părţii active identic cu profilul golului danturii de prelucrat.

Prelucrarea poate avea loc simultan pe ambele flancuri ale aceluiaşi gol, la utilizarea unui singur disc abraziv (fig. 16.4, *a*) sau a două flancuri separate printr-un număr de dinţi, la utilizarea a două discuri abrazive, fiecare cu cîte un singur profil activ (figura 16.4, *b*).

În unele cazuri cele două flancuri ce limitează un gol se prelucrează succesiv, trecerea de la un flanc la celălalt realizîndu-se la sfîrşitul unei curse duble (fig. 16.4, *c*).

Rectificarea prin copiere este de productivitate ridicată, contactul între disc şi piesă avînd loc pe întreaga suprafaţă a flancurilor, ceea ce face ca procedeul să fie recomandat în producţia de serie mare.

Dificultăţile metodei sînt legate de realizarea şi păstrarea pe parcursul prelucrării a profilului discului abraziv.

Profilarea prin diamantare utilizează un sistem pantografic pentru fiecare din flancuri, sistem ce permite reproducerea la scară redusă a profilului a două şabloane. De observat că profilul discului abraziv este diferit şi necesită pentru realizarea sa şabloane diferite în funcţie de numărul de dinţi a roţii de prelucrat.

Figura 16.5 prezintă schema cinematică de principiu a unei maşini de rectificat dantura prin copiere.

Discul abraziv S primeşte mişcarea principală, de rotaţie de la motorul M_1.

Mişcarea de avans în lungul dintelui este executată de către berbecul port-disc şi este acţionată de către motorul M_2, prin inversorul I_1, roţile de schimb A_{sl}, B_{sl} şi şurubul S_l.

La capătul cursei limitatorul L_{c1} comandă inversorul I_1, care trece din poziţia *a* în *b* şi determină revenirea rapidă a berbecului spre dreapta. Limitatorul L_{c2} comandă închiderea cuplajului K_1 din lanţul cinematic de divizare. Mişcarea este astfel transmisă de la motorul M_2 la mecanismul de divizare M_d şi apoi, prin roţile de schimb A_d, B_d, la piesă. Acelaşi limitator L_{c2} comandă revenirea inversorului I în poziţia *a* şi reluarea ciclului de lucru pentru dintele următor.

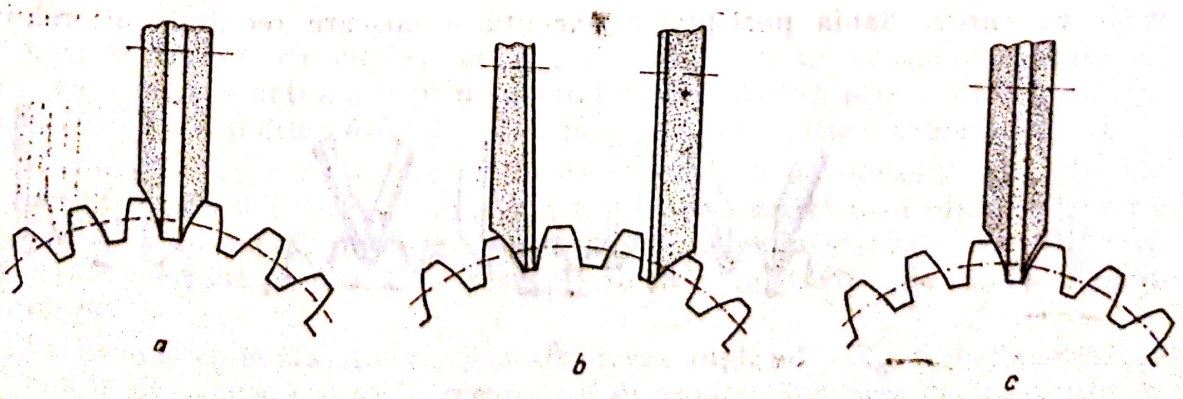


Fig. 16.4

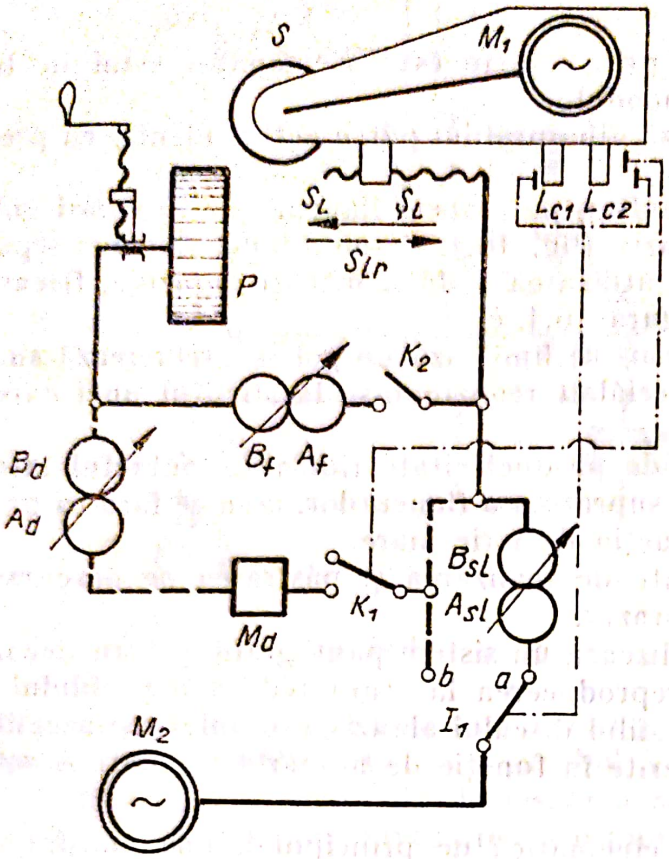


Fig. 16.5

Pentru prelucrarea danturilor înclinate se cuplează, printr-un lanț cinematic de filetare, mișcarea de avans a berbecului de rotația piesei. La închiderea cuplajului K_2 se obține o legătură cinematică de la șurubul S_l, prin roțile de schimb A_f, B_f, cu mișcarea de rotație a piesei, ceea ce permite realizarea elicei danturii înclinate.

16.2.2. Mașini de rectificat dantura prin rulare

Principiul rectificării prin rulare a danturii roților cilindrice se bazează pe angrenarea roții de prelucrat cu o cremalieră, materializată de profilul corpului abraziv. Cremaliera poate fi fixă la mașinile cu disc abraziv dublu-conic (fig. 16.6, *a*) sau cu două discuri abrazive taler (fig. 16.6, *b*) sau mobilă la mașinile utilizînd ca sculă melcul abraziv (fig. 16.6, *c*).

Utilizarea angrenajului roată dințată-cremalieră pentru rectificarea danturilor asigură simplitatea profilului corpului abraziv și corectarea ușoară a acestuia prin diamantare.

16.2.2.1. **Mașini de rectificat dantura cu disc dublu conic.** Metoda de rectificare cu disc dublu conic este cunoscută sub denumirea de *procedeu Niles*.

Configurația mașinii și schema cinematică de principiu este reprezentată în figura 16.7.

Mișcarea de rotație a discului este acționată de motorul M_1 printr-o transmisie cu curea. Sania port-piatră execută o mișcare rectilinie alternativă

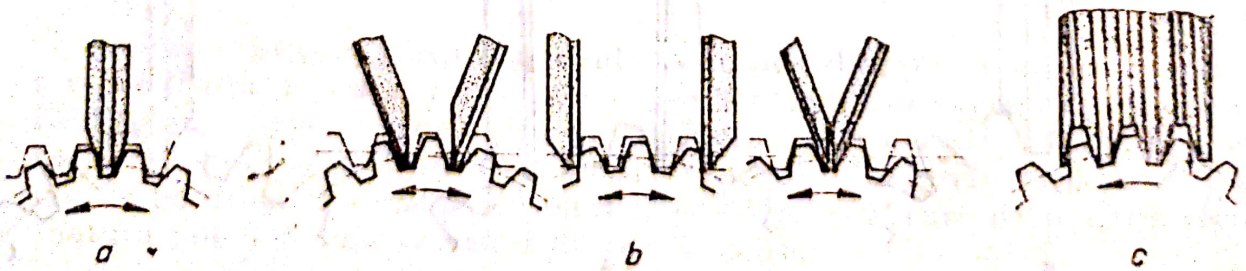


Fig. 16.6

Scanned with OKEN Scanner

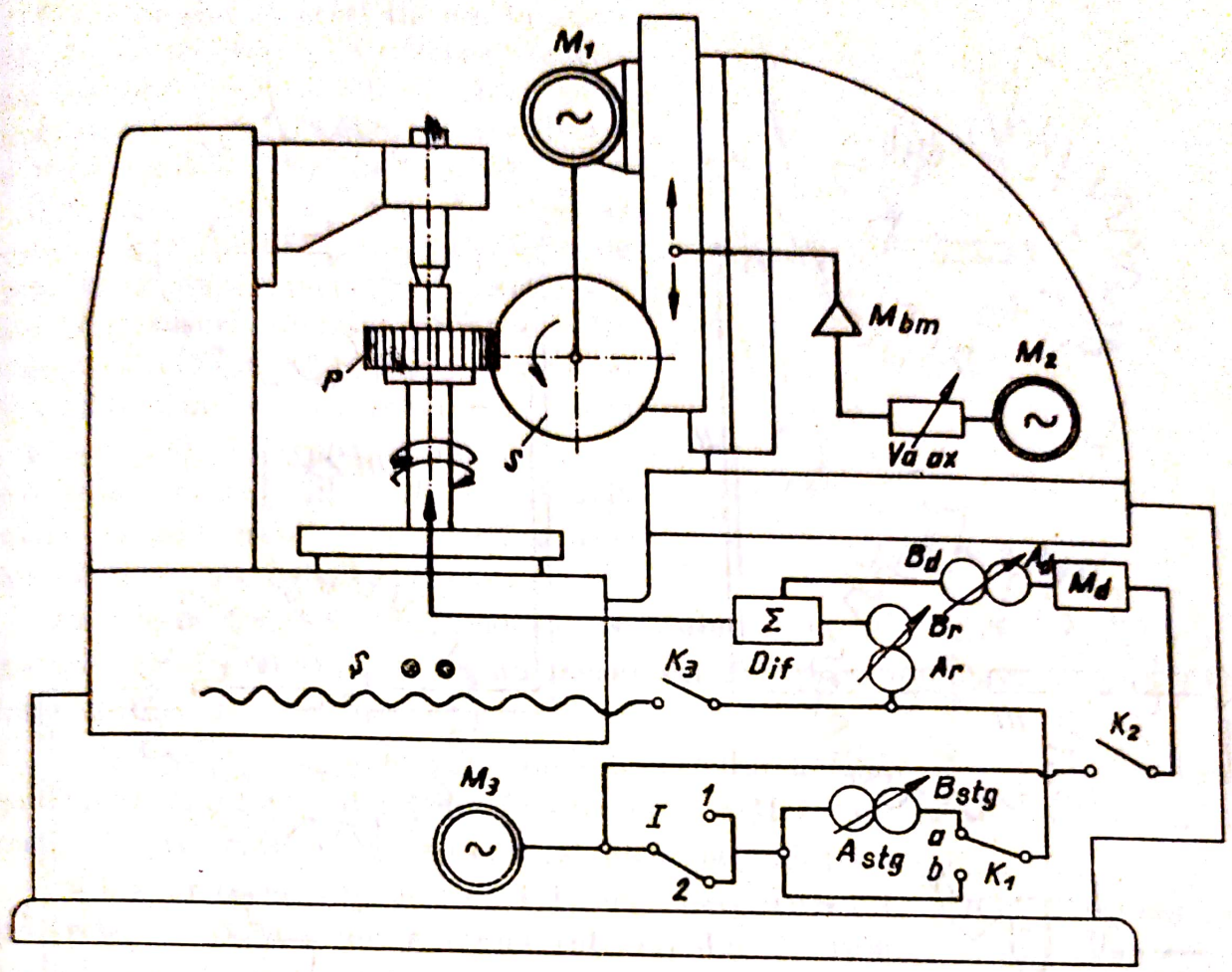


Fig. 16.7

acționată de motorul M_2 printr-o verigă reglabilă V_{aax} și un mecanism tip bielă-manivelă M_{bm}. Lungimea cursei, precum și înălțimea la care se execută cursa sînt reglabile. De asemenea, prin rotirea suportului saniei port-piatră, poate fi reglată direcția după care se execută mișcarea, astfel încît să fie posibilă rectificarea danturilor înclinate.

Rularea este asigurată printr-un lanț cinematic ce leagă mișcarea de rotație a roții de prelucrat de translația ei, reglarea raportului celor două mișcări în vederea asigurării rulării fără alunecare realizîndu-se cu ajutorul lirei A_r, B_r.

Deci la închiderea cuplajului K_3, mișcarea de translație executată de piesă ca urmare a acționării prin șurubul S se cuplează prin roțile de schimb de rulare A_r, B_r și diferențialul D_{if} de mișcarea de rotație a arborelui piesei P.

Lanțul cinematic de rulare este pus în mișcare de motorul M_3, prin inversorul I și lanțul cinematic de avans tangențial, reglat prin roțile de schimb A_{stg}, B_{stg}. Cuplajul K_1 permite transmiterea unei rotații și deplasări de lucru dacă este comutat pe poziția a, respectiv a unor mișcări rapide la comutarea pe poziția b.

La închiderea cuplajului K_2 și deschiderea cuplajului K_3, se închide lanțul cinematic de divizare și se întrerupe cel de rulare. Mișcarea se transmite de la motorul M_3 la mecanismul de divizare M_d, la ieșirea căruia se obține, pentru

Scanned with OKEN Scanner

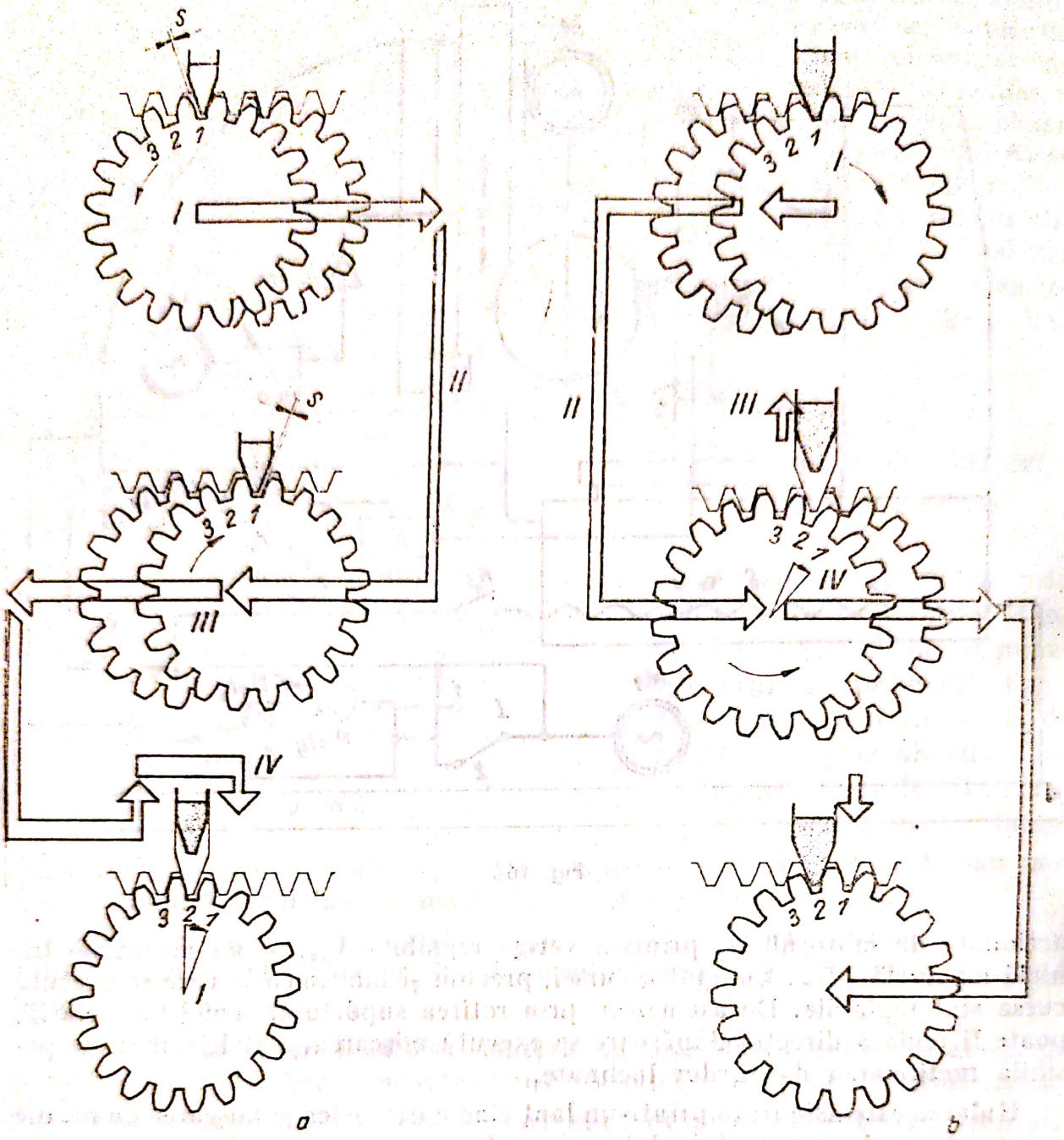


Fig. 16.8

o închidere a cuplajului K_2, un unghi de rotație constant, transformat de roțile de schimb de divizare A_d, B_d în $1/z_p$ rotații ale piesei, deci la divizarea cu un dinte. Mișcarea de divizare se transmite prin diferențialul *Dif*.

Ciclul de lucru normal are următoarele faze (fig. 16.8, *a*). La rectificarea unui gol se prelucrează pentru început flancul stîng (*I*), după care se inversează sensul de rulare și se compensează jocul *s* (*II*), realizîndu-se rectificarea flancului drept (*III*).

După ce ambele flancuri sînt rectificate discul abraziv se retrage din angrenare și roata se rotește cu un dinte (*IV*). După divizare discul revine în angrenare și ciclul reîncepe cu rectificarea flancului stîng al dintelui următor.

Scanned with OKEN Scanner

Unele mașini de acest tip au, în afara „ciclului de rectificare de precizie" descris mai sus, un al doilea ciclu de „rectificare productivă", la care timpii de rectificare se reduc cu cca 40% (fig. 16.8, *b*).

Cele două flancuri ale unui gol se rectifică simultan (*I*), iar la capăt de cursă se produce inversarea sensului rulării (*II*). Discul abraziv se retrage din angrenare (*III*) și se produce divizarea. În același timp are loc revenirea rapidă a piesei (*IV*). La capătul de cursă se inversează sensul rulării, discul abraziv revine în angrenare și se rectifică cele două flancuri ale golului următor.

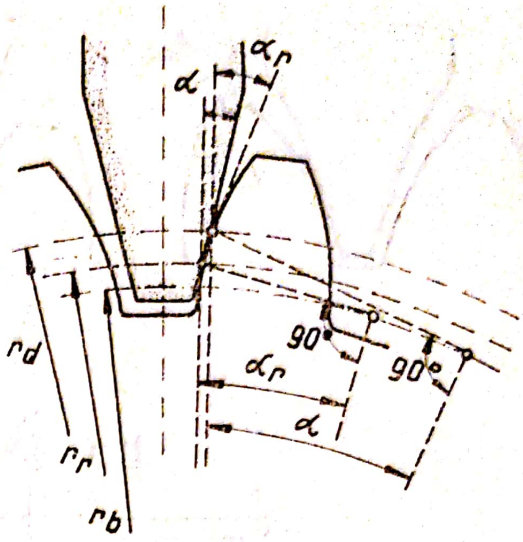


Fig. 16.9

Mașinile moderne de rectificat cu disc dublu conic sînt în întregime automatizate fiind prevăzute și cu un mecanism de oprire după rectificarea tuturor dinților piesei.

În general se recomandă ca unghiul discului abraziv să corespundă unghiului de angrenare al roților de prelucrat, astfel încît să se obțină timpi reduși de prelucrare și să se evite calculele de reglaj suplimentare.

Dacă apar totuși roți cu unghi de angrenare deosebit, este în unele cazuri preferabil să se determine diametrul cercului de rulare corespunzător, în loc să se profileze discul după unghiul de angrenare al roții.

Conform figurii 16.9, rezultă:

$$r_b = r_r \cos \alpha_r = r_d \cos \alpha, \tag{16.9}$$

unde α_r este unghiul discului abraziv; α — unghiul de angrenare al roții de prelucrat, iar r_b, r_r, și r_d sînt razele cercurilor de bază, de rulare și respectiv de divizare.

Rezultă diametrul cercului de rulare:

$$d_r = 2r_r = 2r_d \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_r} = \frac{m \cdot z \cdot \cos \alpha}{\cos \alpha_r}. \tag{16.10}$$

Mașinile moderne de rectificat cu disc dublu conic permit și obținerea unor danturi modificate. Astfel dispozitivul de diamantare poate imprima prin copiere unghiuri diferite pe generatoarea profilului activ, ceea ce permite obținerea unor danturi cu bombare în înălțime a dintelui. Corectarea evolventei se poate face fie la capătul dintelui (flancare de cap), figura 16.10, *a*, fie la piciorul dintelui (flancare de picior), figura 16.10, *b*, fie în ambele părți (figura 16.10, *c*). Se obține astfel o localizare avantajoasă a contactului în timpul angrenării și o funcționare silențioasă.

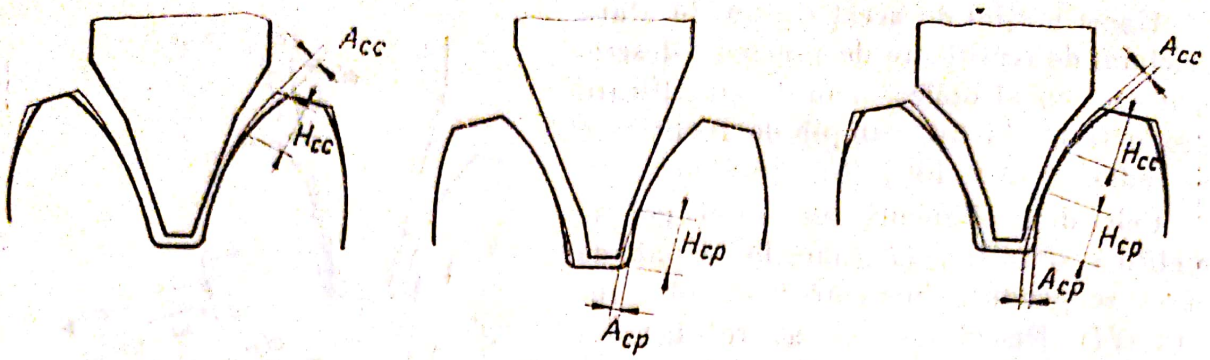


Fig. 16.10

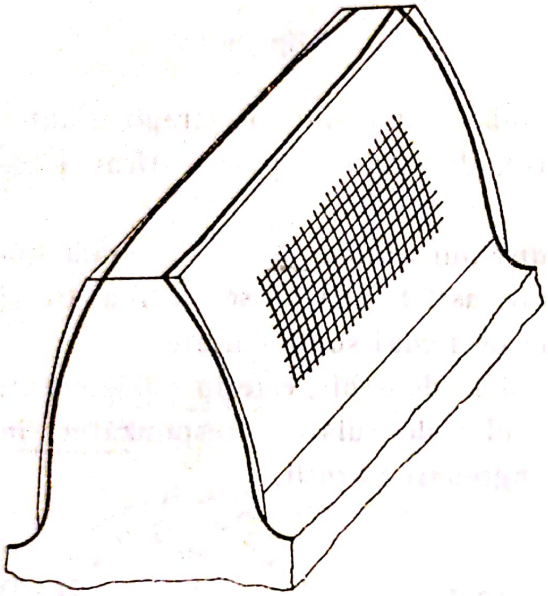


Fig. 16.11

Există de asemenea posibilitatea de obținere a unor danturi bombate în lățime (figura 16.11), corelînd mișcarea de avans axial a discului abraziv (mișcarea rectilinie alternativă) cu o mișcare de apropiere și îndepărtare a discului în raport cu piesa.

Schița principială a dispozitivului pentru obținerea danturilor bombate este prezentată în figura 16.12.

16.2.2.2. **Mașini de rectificat dantura cu două discuri abrazive taler.** Metoda de rectificare a danturilor cu două discuri abrazive taler este cunoscută sub denumirea de *procedeul Maag*.

Rularea poate avea loc pe cercul de bază, utilizînd discuri abrazive paralele (figura 16.13, *a*), sau pe cercul de rulare (figura 16.13, *b*, pentru module mari și figura 16.13, *c*, pentru module mici).

Caracteristic acestui gen de mașini este lipsa unui lanț cinematic de rulare propriu-zis, angrenarea roții de prelucrat cu cremaliera materializată de cele două discuri abrazive asigurîndu-se printr-un mecanism tipic, cu tambur și benzi (fig. 16.14).

Mecanismul constă dintr-un tambur T, pe care sînt înfășurate două benzi flexibile din oțel B_1 și B_2 avînd cîte un capăt fixat pe tambur, iar celălalt pe rama R. Roata de rectificat P se montează coaxial cu tamburul pe sania transversală S_t.

Dacă se imprimă saniei transversale o mișcare rectilinie-alternativă, deplasarea tamburului pe direcție transversală determină o rotire concomitentă a sa, aceeași deplasare și rotire fiind transmisă și roții de prelucrat. Dacă raza tamburului este egală cu raza de rulare a roții de prelucrat, aceasta va rula fără alunecare pe cremaliera materializată de cele două discuri abrazive.

Prin urmare pentru fiecare fază de rulare a roții-piesă este necesar un alt tambur, ceea ce constituie un dezavantaj al mașinii. În unele cazuri pot fi

Scanned with OKEN Scanner

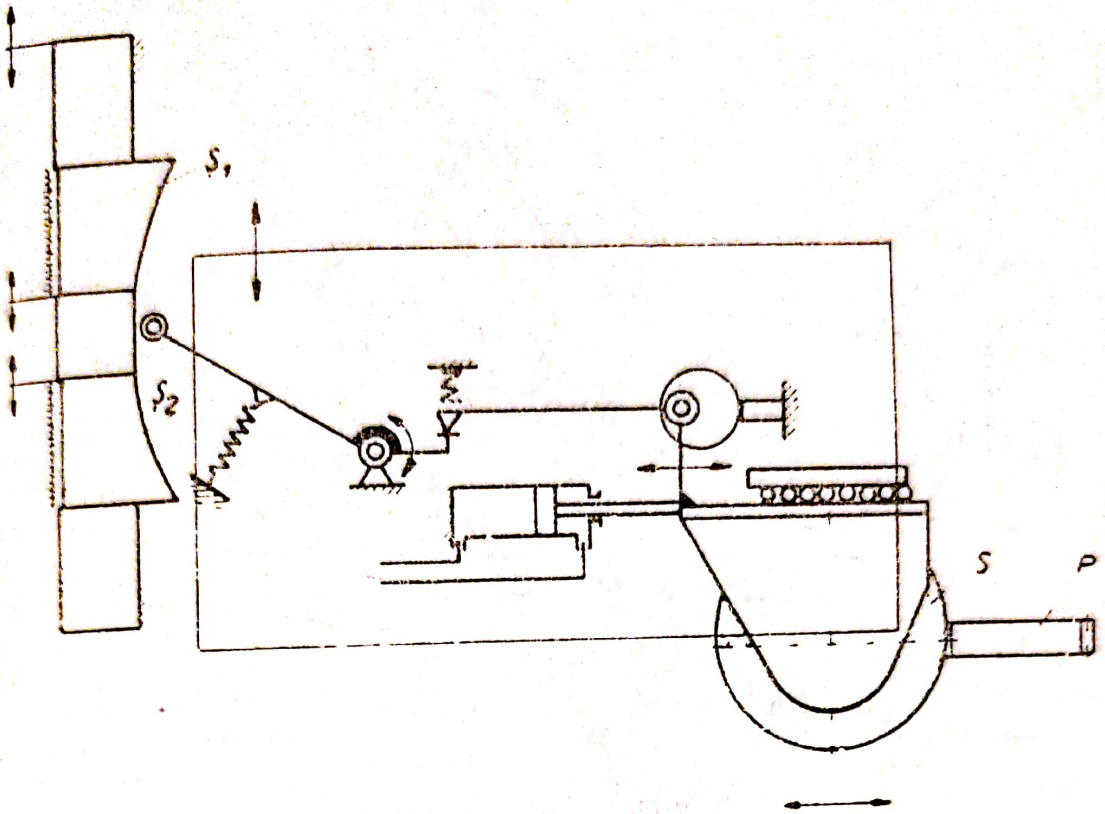


Fig. 16.12

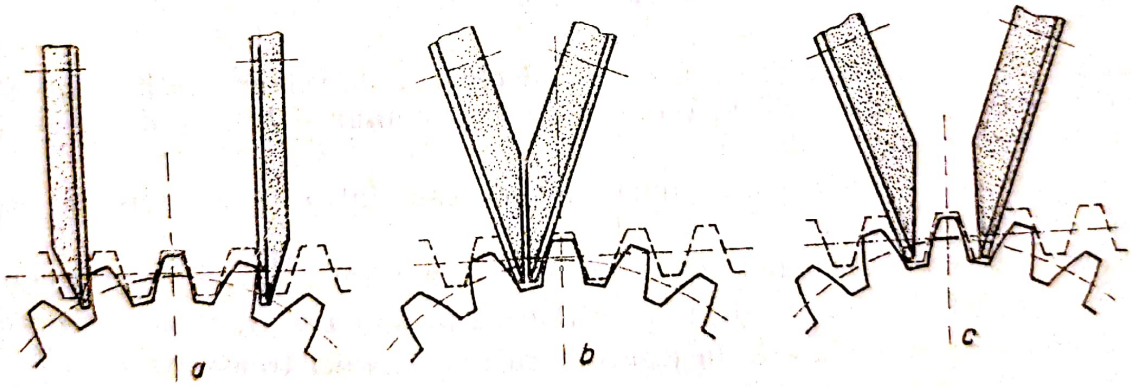


Fig. 16.13

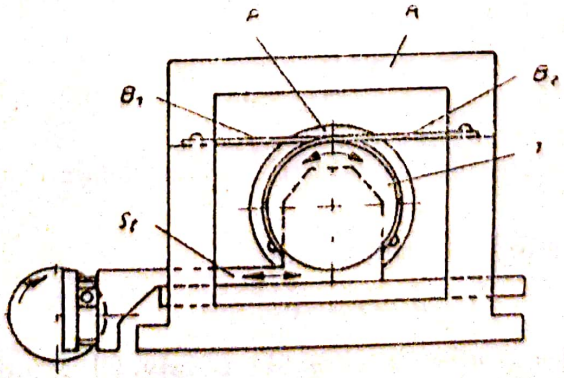


Fig. 16.14

Scanned with OKEN Scanner

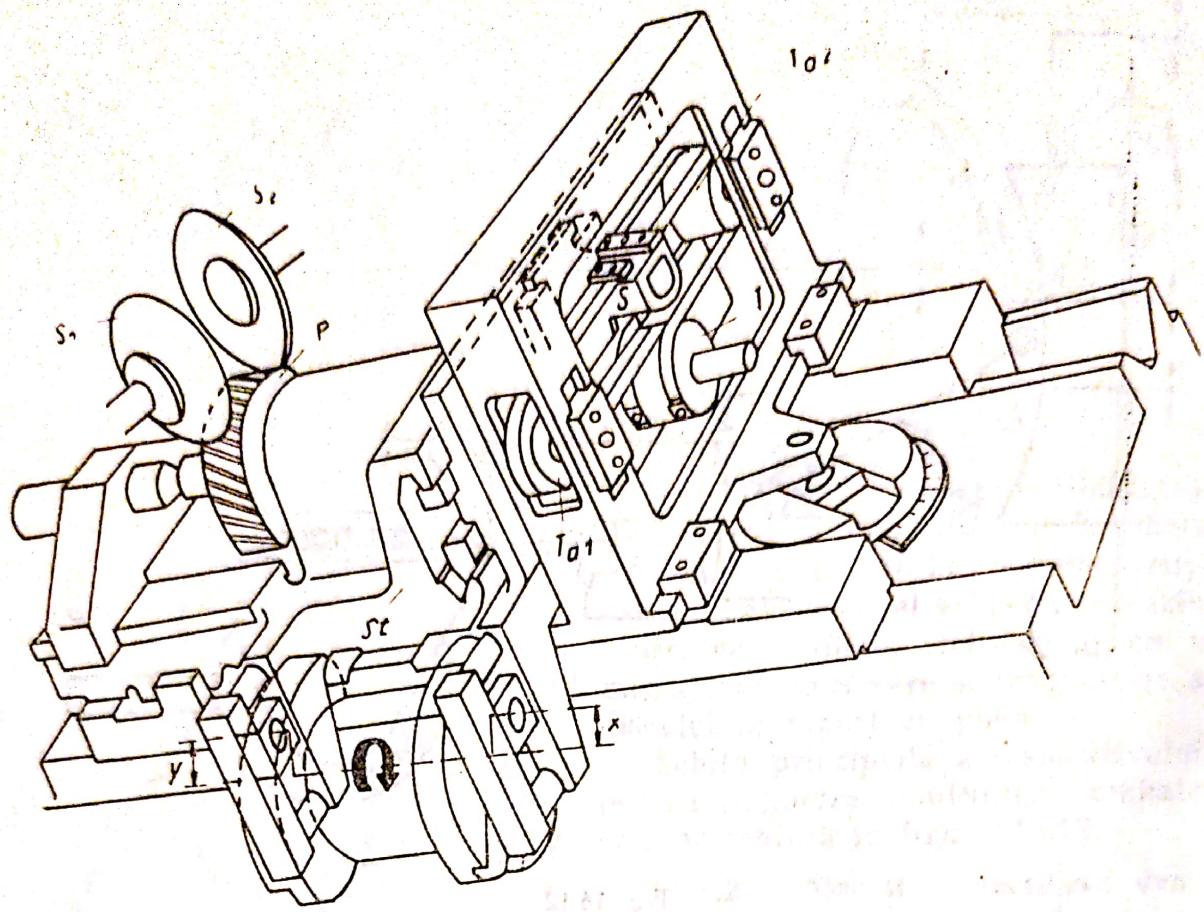


Fig. 16.15

utilizați tamburi cu raza puțin mai mică decît raza de rulare a roții, compensînd diferența de raze prin introducerea între tambur și benzile de rulare a unor benzi auxiliare calibrate.

În construcția unor mașini mai moderne s-a introdus mecanismul din figura 16.15.

În acest caz benzile flexibile trec de la tamburul T peste doi tamburi auxiliari T_{a1} și T_{a2}, iar capetele lor se fixează pe suportul S, a cărui mișcare pe direcție transversală este în legătură cu cea a saniei transversale S_t.

Prin cele două butoane de manivelă se transmite mișcarea atît saniei transversale, respectiv tamburului, cît și suportului S, raportul vitezelor celor două elemente fiind:

$$\frac{v_s}{v_T}=\frac{x}{y}, \tag{16.11}$$

unde x și y reprezintă mărimile excentricităților celor două butoane de manivelă.

Viteza de rulare astfel obținută este:

$$v_r=v_s+v_T. \tag{16.12}$$

Prin modificarea lungimilor x și y ale manivelelor pot fi prelucrate roți dințate avînd diametrul de rulare diferit de diametrul tamburului.

În acest mod pot fi prelucrate, de exemplu pe mașina SD-32-X a firmei Maag, roți dințate cuprinse între 20 mm diametrul de rulare și 320 mm diametrul exterior, utilizînd numai 10 tamburi de rulare. Se elimină astfel dificultățile legate de execuția și depozitarea unui mare număr de tamburi.

Lanțurile cinematice ale mașinii pot fi urmărite în schema de principiu din figura 16.16.

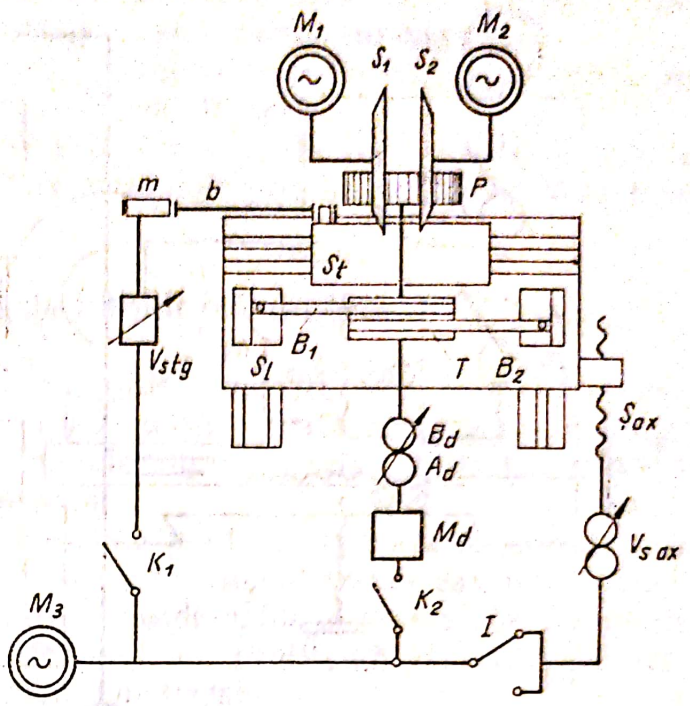


Fig. 16.16

Cele două discuri abrazive taler sînt acționate în mod independent de la motoarele M_1 și M_2.

Prin închiderea cuplajului K_1, mișcarea se transmite de la motorul M_3, prin variatorul avansurilor tangențiale V_{stg} la mecanismul manivelă-bielă, prin care este acționată sania transversală în mișcare rectilinie alternativă. Mecanismul cu tambur și benzi transformă această mișcare, conform funcționării anterior descrise, într-o rulare a roții de prelucrat.

Avansul saniei longitudinale se obține tot de la motorul M_3, prin inversorul I, veriga reglabilă V_{sax} și șurubul S_{ax}. Această mișcare are loc pe direcția axei roții de prelucrat la roțile dințate cu dinți drepți. Pentru roțile cu dantura înclinată traiectoria saniei longitudinale este dirijată printr-un sistem tip riglă de copiat.

Divizarea are loc la sfîrșitul cursei, după ce piesa a ieșit din contactul cu cele două discuri. Prin închiderea cuplajului K_2, motorul M_3 transmite mișcarea mecanismului de divizare M_d care are la ieșire, pentru o închidere a cuplajului, un unghi de rotație constant, transformat prin roțile de schimb de divizare A_d, B_d în rotirea piesei cu un dinte.

Mașinile de acest tip sînt complet automatizate în vederea prelucrării integrale a roților dințate. Ele posedă, ca și mașinile tip Niles, dispozitive ce permit obținerea unor profile modificate (cu corecție de cap și — sau — de picior) sau a unor bombări în lungimea dintelui.

16.2.2.3. **Mașini de rectificat dantura cu melc abraziv.** Procedeul de rectificare a danturilor cu melc abraziv este principial asemănător cu cel de la frezarea roților cilindrice cu freză melc. Rularea este în acest caz continuă, timpii necesari divizării dinte cu dinte sînt eliminați, rezultînd astfel o productivitate superioară în comparație cu celelalte procedee.

Mașinile de rectificat cu melc abraziv 5832-URSS, FK 320-5-R. P. Ungară, NZA-Reishauer, 40 Matrix' ș.a. permit prelucrarea roților cilindrice cu dinți drepți sau înclinați prin angrenarea melcului abraziv cu roata de rectificat.

Raportul turațiilor celor două elemente ale angrenajului se reglează fie printr-un lanț cinematic de rulare mecanic, ca la mașină 5833, fie printr-o legătură tip „arbore electric", utilizînd motoare reactive.

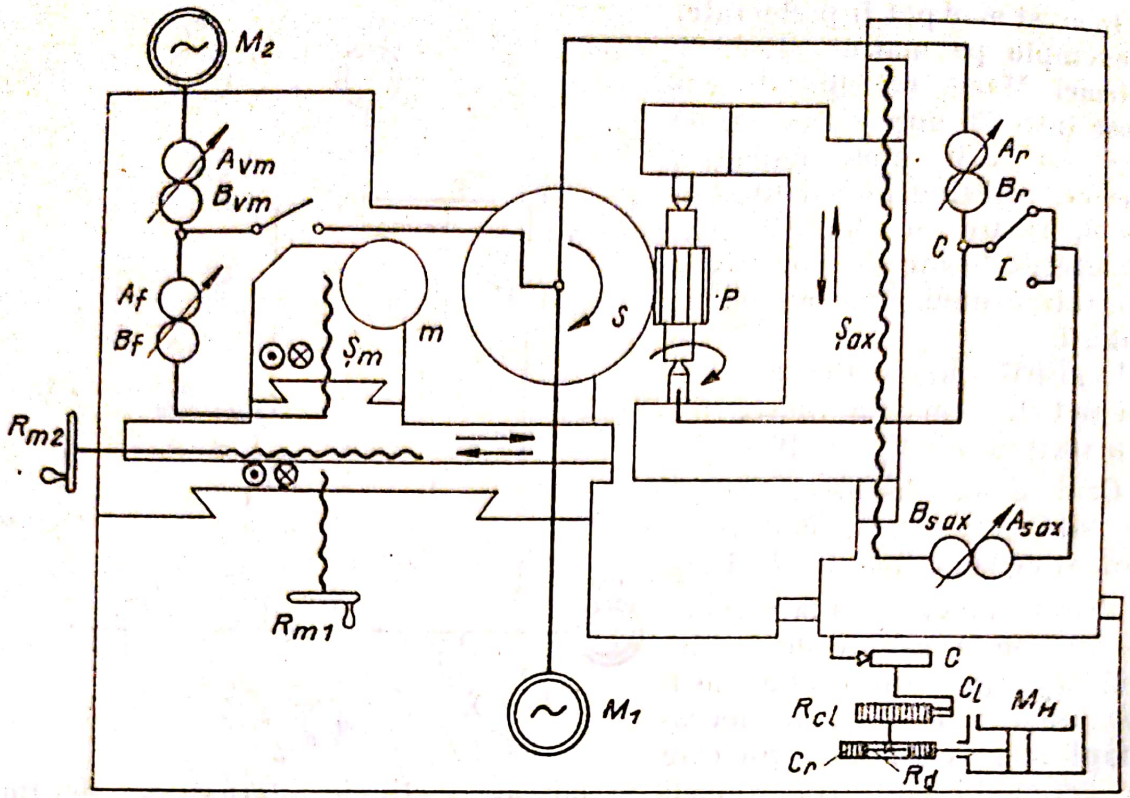


Fig. 16.17

Schema cinematică principială din figura 16.17 prezintă lanțurile cinematice pentru o mașină de tip 5832.

Motorul M_1 transmite mișcarea de rotație melcului abraziv S. Turația de lucru a melcului și cea a roții de prelucrat P sînt corelate prin lanțul cinematic de rulare, raportul turațiilor reglîndu-se prin roțile de schimb A_r, B_r.

Lanțul cinematic de avans axial este acționat din nodul C al lanțului cinematic de rulare și transmite mișcarea saniei port-piesă prin inversorul I, roțile de schimb A_{sax}, B_{sax} și șurubul S_{ax}.

Avansul radial este asigurat prin motorul hidraulic M_h, angrenajul cremalieră-roată C_r-R_d, mecanismul roată de clichet-clichet R_{cl}—C_l și cama C.

Profilarea și reascuțirea melcului se realizează pe mașină cu ajutorul unei role (moletă), avînd profilul cremalierei ce urmează să fie transpusă pe melcul abraziv.

La profilare (moletare) este necesar ca viteza periferică a melcului să fie mult redusă (0,1—0,4 m/s) în comparație cu viteza de rectificare (cca. 30 m/s). Din acest motiv melcul este acționat la profilare de către motorul M_2, turația sa fiind reglată prin roțile de schimb A_{vm}, B_{vm}.

Rola se deplasează paralel cu axa melcului, fiind acționată printr-un lanț cinematic de filetare, ce leagă turația melcului, prin roțile de schimb A_f, B_f și șurubul S_m de avansul saniei rolei.

Majoritatea mașinilor moderne posedă și un sistem de profilare prin diamantare a melcului.

Utilizîndu-se șabloane speciale profilarea se poate realiza astfel încît să se obțină un profil modificat (cu corecție de cap sau de picior a dintelui).

Scanned with OKEN Scanner

De asemenea se pot obține danturi bombate prin îndepărtarea și apropierea piesei de melcul abraziv în timp ce se execută cursa axială.

Mașinile de acest tip au ciclul de prelucrare automatizat și asigură o productivitate ridicată mai ales în producția de serie.

Roțile dințate de modul mic pot fi prelucrate prin acest procedeu utilizînd rectificarea din plin, fără o danturare prealabilă prin alt procedeu de așchiere.

16.3. Mașini de honuit roți dințate

Principiul finisării prin honuire a roților dințate este asemănător celui de șeveruire, scula fiind însă de această dată o roată dințată confecționată din masă plastică impregnată cu granule abrazive avînd duritatea și granulația corespunzătoare roții de prelucrat.

În comparație cu șeveruirea, honuirea poate fi aplicată și roților avînd dantura de o duritate înaltă, deci după un tratament termic sau termochimic.

Honuirea duce la o îmbunătățire considerabilă a rugozității flancurilor și chiar la eliminarea unor imperfecțiuni ale profilului, rezultate în urma prelucrărilor anterioare sau tratamentului termic.

Experimental s-a constatat la roțile dințate honuite nu numai o funcționare mai silențioasă, dar și o prelungire de pînă la 3 ori a duratei de exploatare.

Scanned with OKEN Scanner

17

MAȘINI-UNELTE AGREGATE

17.1. Definire și domeniul de utilizare

Mașinile-unelte agregate fac parte din marea categorie a sistemelor de mașini-unelte.

Sistem de mașini-unelte este ansamblul de mașini-unelte, grupate pe o suprafață productivă, amplasate într-o anumită ordine și destinate realizării unui proces tehnologic dat.

Mașina-unealtă agregată este sistemul de mașini-unelte pe un batiu comun pe care se execută procese tehnologice de așchiere. Condiția necesară și suficientă de existență a mașinii-unelte agregată este existența a minimum două lanțuri cinematice principale, minimum două lanțuri cinematice de avans și a unui batiu comun. Mașina-unealtă agregată rezultă prin angrenarea posturilor și deci a mașinilor-unelte pe un batiu comun. Pe mașina unealtă agregată pot fi executate prelucrări prin găurire, alezare, filetare, lărgire, adîncire, lamare, frezare, strunjire, etc.

Sub aspectul compunerii mașinile agregate sînt mașini-unelte, compuse din unități standard, în construcție modulară.

Din figura 5.16 și figura 5.17 rezultă că domeniul de utilizare al mașinilor agregate este cel al seriilor mari de piese, pentru productivități cuprinse în intervalul 5...50 buc./oră, pentru producții anuale mari și grade de complexitate a prelucrărilor de la cele mai mici pînă la cele mai mari.

17.2. Clasificarea mașinilor-unelte agregate

Mașinile-unelte agregate pot fi clasificate după mai multe criterii, principalele fiind numărul posturilor de lucru, forma traiectoriei transferului și modul de agregare — figura 17.1.

În funcție de numărul posturilor de lucru, mașinile agregate pot fi cu un post sau cu mai multe posturi de lucru, fiecare post putînd fi fix sau mobil.

După forma traiectoriei de transport, mașinile agregate pot fi cu transfer liniar sau cu transfer circular. Cele cu transfer circular pot fi cu masă circulară, inelară și cu tambur, indexabile.

În funcție de modul de agregare, mașinile-unelte pot fi agregate în serie, agregate în paralel și agregate mixt.

Scanned with OKEN Scanner

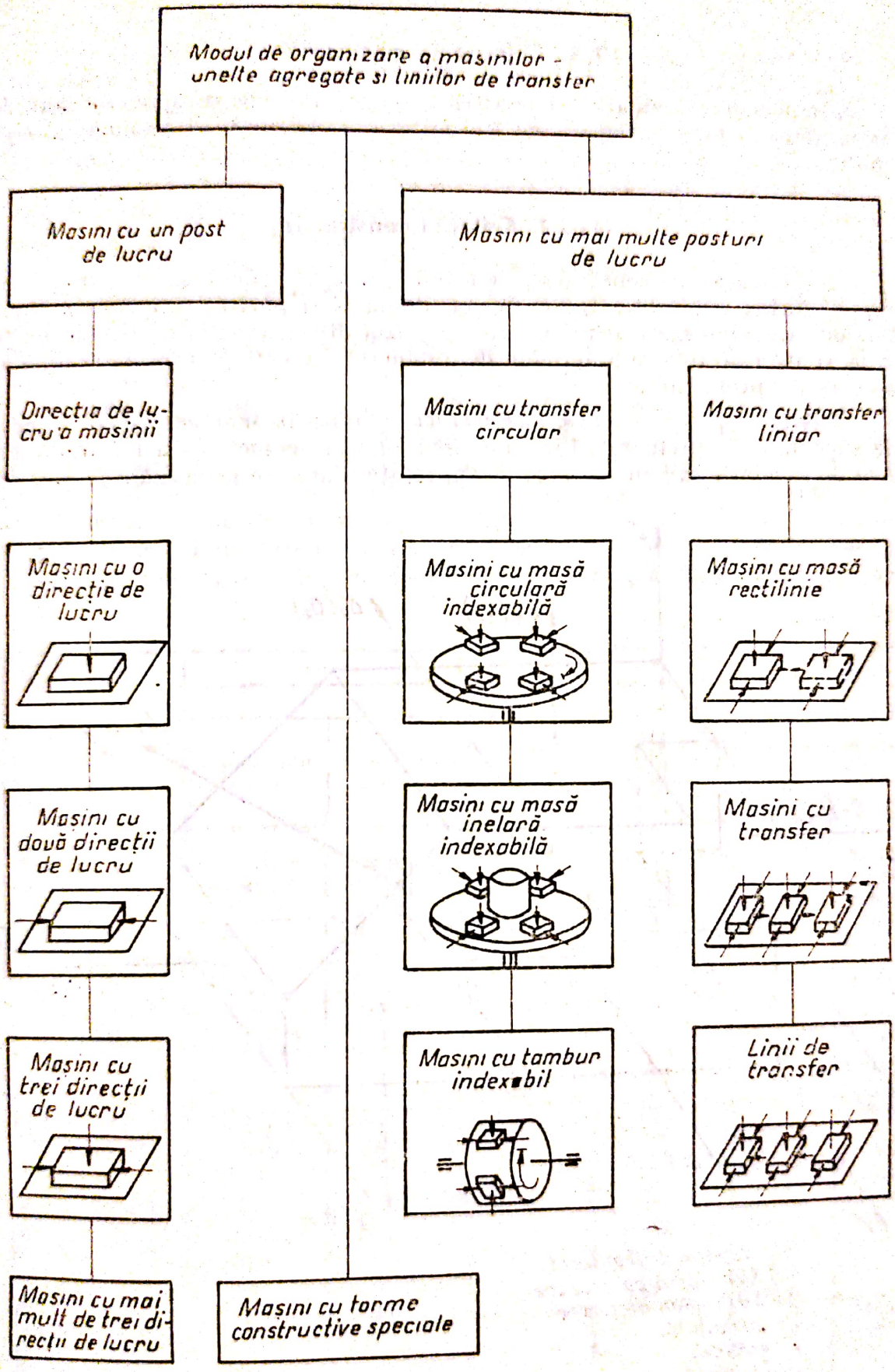


Fig. 17.1

Scanned with OKEN Scanner

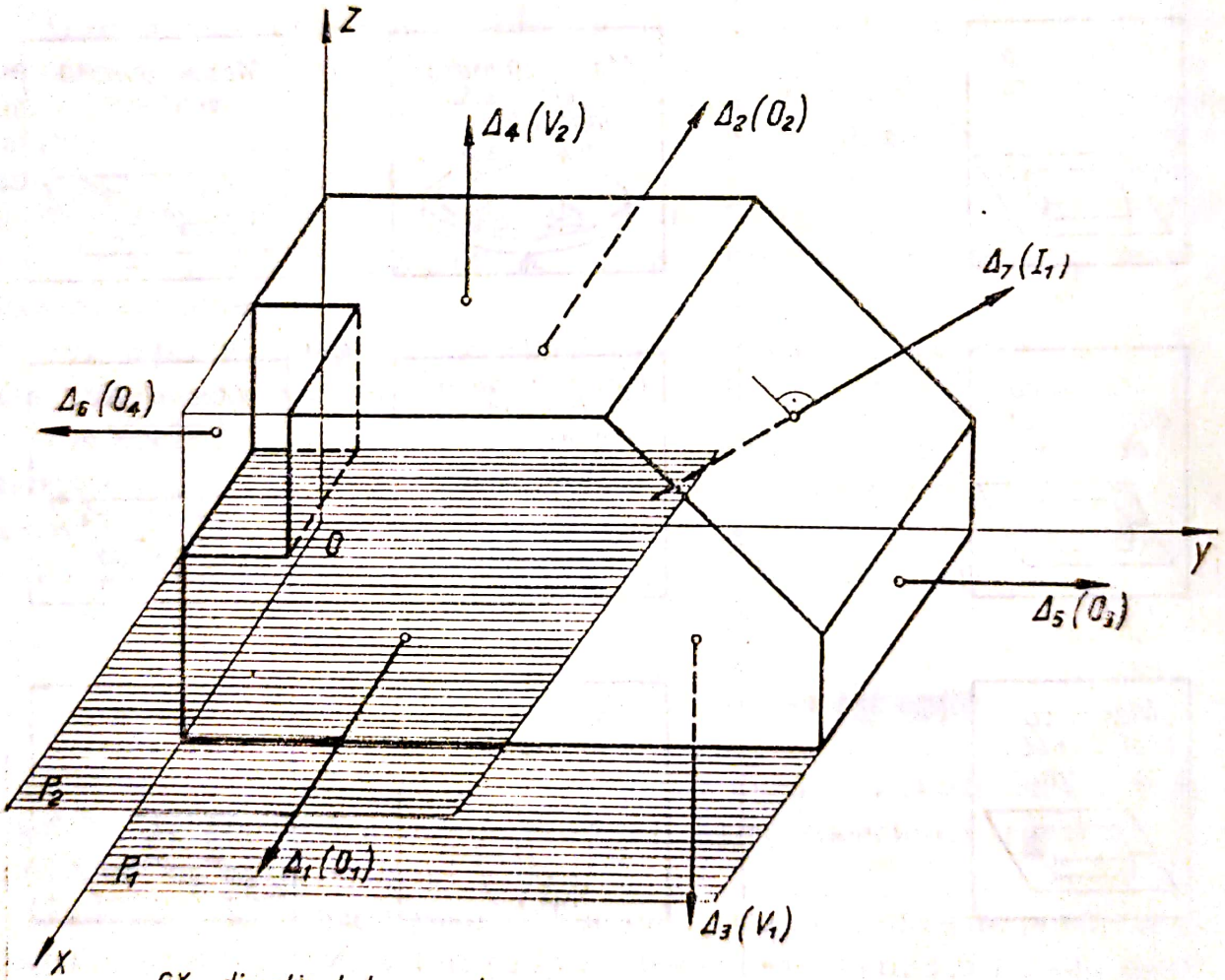
17.3. Criterii de compunere

Componența, cinematica și construcția mașinilor-unelte agregate sînt determinate, în mod hotărîtor, de trei criterii: constructiv, tehnologic și cinematic.

17.3.1. Criteriul constructiv

Componența și construcția mașinilor agregate depind de construcția piesei: forma semifabricatului; forma, numărul și poziția reciprocă a suprafețelor care urmează a fi prelucrate; precizia dimensională, de formă, de poziție și de calitatea suprafețelor de prelucrat. Acești factori determină direcțiile de prelucrare.

Direcția de prelucrare este *axa tehnică* definită în sens geometric și legată de suprafața de prelucrat, fiind identică cu axa geometrică a fiecărei suprafețe de revoluție sau cu normala pe suprafața plană, ce urmează a se prelucra.



OX - direcția de transport
$P_1 \parallel XOY$ - plan de așezare
$P_2 \parallel XOY$ - plan de fixare
O - orizontală
V - verticală
I - inclinată

Fig. 17.2

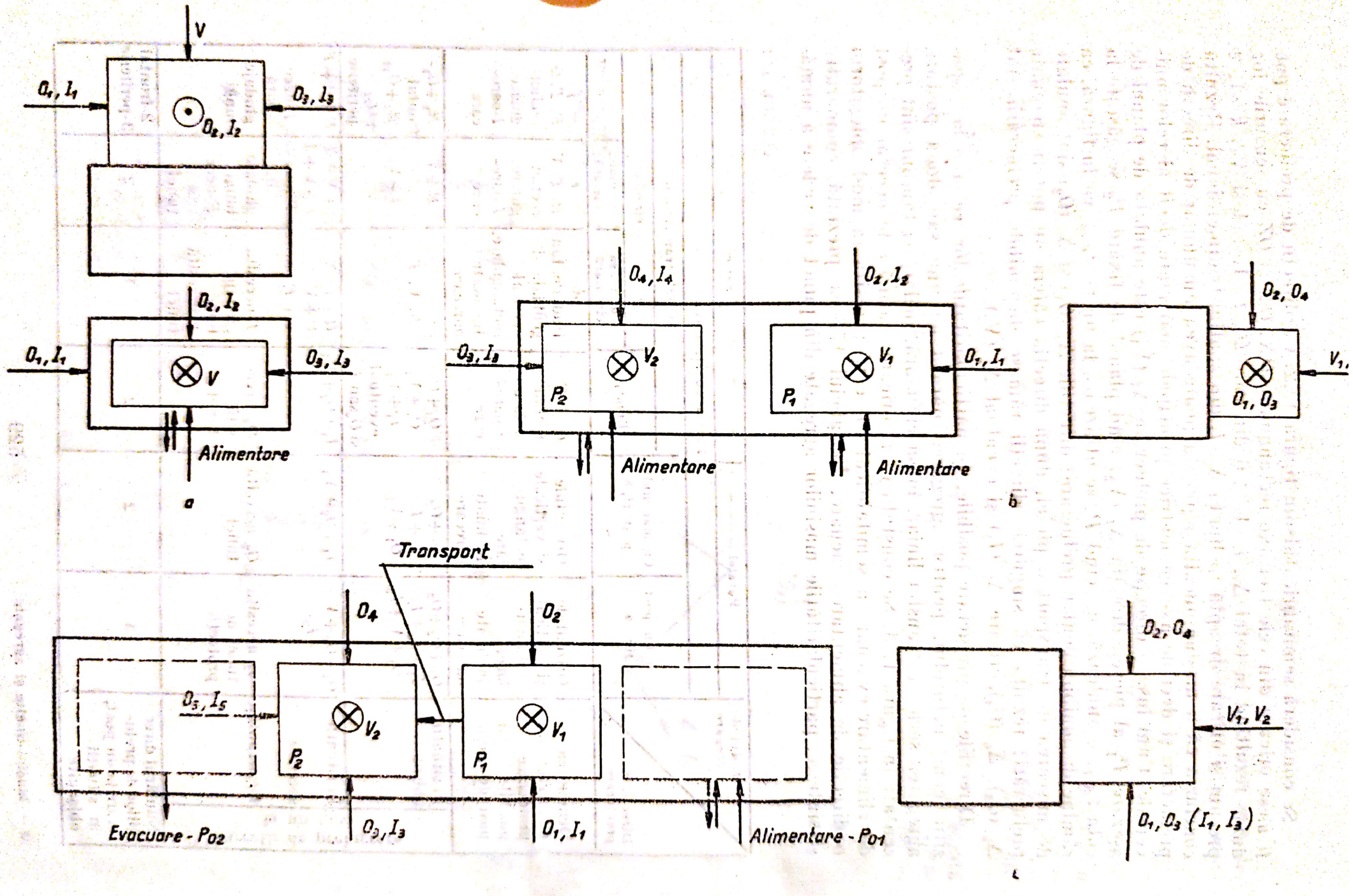
Scanned with OKEN Scanner

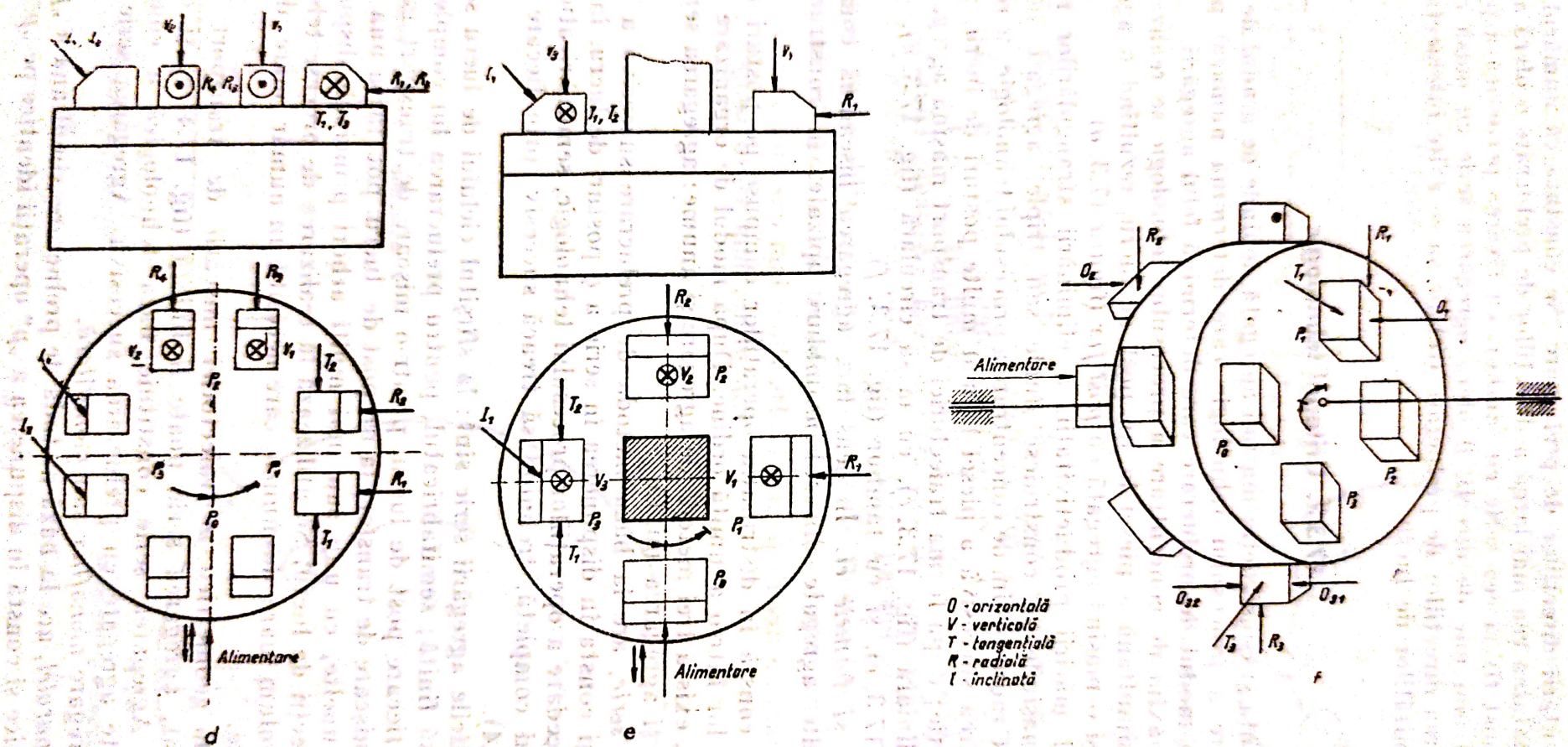
Se consideră semifabricatul din figura 17.2. Ca direcții de prelucrare pot fi alese oricare din cele trei axe rectangulare OX, OY și OZ cu sensurile lor duble rezultînd în total Δ_i, $i=1, \ldots 6$ din care O_j, $j=1, \ldots 4$ și V_k, $k=1, 2$ precum și oricare dreaptă înclinată Δ_7, I_1 din spațiul tridimensional. Rezultă concluzia că o mașină-unealtă agregată poate avea un număr de direcții de prelucrare și deci de axe geometrice principale mai mare decît al celor universale. Cum însă o direcție de prelucrare Δ_3 (V_1) este anulată de planul de așezare P_1 al piesei, direcția Δ_4 (V_2) cînd planul de fixare P_2 se găsește la cota z_{max}, o anulează, iar cînd P_2 se utilizează la un $z<z_{max}$, ea rămîne disponibilă pentru prelucrare; direcțiile Δ_1 (O_1) și Δ_2 (O_2) sînt anulate de mișcarea de transport a piesei, după direcția căreia nu pot fi efectuate prelucrări; rezultă că singurele direcții rămase disponibile prelucrării sînt Δ_5 (O_3), Δ_6 (O_4), oricare Δ_7 (I_1) și eventual Δ_4 (V_2).

Direcțiile de prelucrare posibile, cu particularitățile lor, ce stau la dispoziția constructorului, pentru agregarea paralel cu unu sau două posturi, agregarea serie cu transfer liniar, masă circulară, inelară și tambur sînt prezentate în figura 17.3. Se constată că la oricare mașină este necesar un post de alimentare-evacuare a semifabricatului care necesită în mod obligatoriu o direcție de alimentare-evacuare. În tabelul 17.1 se prezintă, comparativ și sintetic, particularitățile mașinilor agregate din punct de vedere a numă-

TABELUL 17.1

Modul de agregare / Direcții de prelucrare	Paralel		Serie			
	Forma constructivă					
	Cu un post fix, *a*	Cu mai multe posturi, *b*	Tipul transferului: liniar, *c*	circular: cu masă circulară, *d*	circular: cu masă inelară, *e*	circular: cu tambur, *f*
Denumirea direcțiilor de prelucrare posibile la un post de lucru	Orizontale și verticale rectangulare. Înclinate oarecare	Orizontale și verticale rectangulare. Înclinate oarecare	*O* și *V* rectangulare *I*-oarecare	Radiale, tangențiale și verticale rectangulare. Înclinate oarecare	*R*, *T*, *V* rectangulare. *I*-oarecare	*R*, *T*, *O* rectangulare. *I*-oarecare
Direcții de prelucrare la un post — În situații obișnuite	$O_1+O_2+O_3$ $I_1+I_2+I_3$ O_1+V+I_3	O_1+O_2 I_1+I_2 O_1+V_1	O_1+O_2 O_1+V_1 I_1+V_1 eventual și O_5 sau I_5	*R*, *V*, *T*	$R+V$ $I+V$	R_1+O_1-frontal $R_3+O_{31}+O_{32}$ periferic
Direcții de prelucrare la un post — În situații speciale	$O_1+O_2+V+I_3$	$I_1+O_2+V_1$	$I_1+O_2+V_1$	$R+T$ $R+V$ $V+T$	$R+V+T$ $I+V+T$	$R+O+T$
Direcții de prelucrare la un post — Dezavantaje	O_2 necesită tunel de protecție	O_2 necesită tunel	O_2 necesită tunel	*T*-necesită ghidaje lungi *R*-necesită tunel	*T*-necesită ghidaje lungi	*T*-necesită ghidaje lungi
Numărul direcțiilor de prelucrare la un post, în situații obișnuite	3	2	2	1	2	2-frontal 3-periferic


V
O_1, I_1
O_3, I_3
O_2, I_2
V
Alimentare
a
O_4, I_4
O_2, I_2
O_3, I_3
V_2
V_1
O_1, I_1
P_2
P_1
Alimentare
Alimentare
b
O_2, O_4
V_1
O_1, O_3
Transport
O_4
O_2
O_5, I_5
V_2
V_1
P_2
P_1
Evacuare - P_{02}
O_3, I_3
O_1, I_1
Alimentare - P_{01}
O_2, O_4
V_1, V_2
O_1, O_3 (I_1, I_3)
c


Alimentare
Alimentare
Alimentare
O - orizontală
V - verticală
T - tangențială
R - radială
I - inclinată

d e f

Fig. 17.3

rului și orientării direcțiilor de prelucrare. Se constată că numărul cel mai mare și variatatea cea mai largă a direcțiilor de prelucrare o oferă agregarea paralel cu post fix și cea serie cu tambur, cu fixarea periferică a piesei, iar numărul cel mai mic de direcții îl oferă agregarea serie cu masă circulară.

La alegerea direcțiilor de prelucrare trebuie să se evite intersectarea sculelor și a unităților de lucru.

17.3.2. Criteriul tehnologic

Componența și construcția mașinii agregată depinde de gradul de divizare și concentrare a procesului tehnologic care determină numărul posturilor mașinii și de modul de prelucrare care determină felul agregării.

Gradul maxim de concentrare a procesului tehnologic se realizează prin prelucrarea simultană a piesei la un post de lucru, rezultînd o agregare și paralel deci și o mașină agregată cu *post fix* (figura 17.3, *a*).

În scopul măririi productivității, a eliminării strangulărilor în fluxul tehnologic, mașinile se construiesc duble sau triple, agregate în paralel (fig. 17.3, *b*). Gradul optim de concentrare a procesului tehnologic, se realizează prin prelucrarea succesivă a piesei la mai multe posturi de lucru, rezultînd o agregare serie; după forma traiectoriei de transport mașina agregată poate fi cu masă liniară (fig. 17.3, *c*), cu masă circulară (fig. 17.3, *d*), cu masă inelară (fig. 17.3, *e*), și cu tambur (fig. 17.3, *f*).

Agregarea și formele ei. În sens larg agregarea înseamnă compunerea mașinilor-unelte agregate din subansambluri tipizate, în construcție modulară.

Agregarea constă în distribuția operațiilor compuse pe posturi de lucru și dispunerea lor într-o anumită ordine. După modul de organizare a posturilor de lucru, există trei metode de agregare și anume: agregarea serie, agregarea paralel și agregarea mixtă.

Agregarea serie, are la bază metoda de prelucrare succesivă a aceluiași semifabricat și constă în dispunerea în serie a q posturi de lucru, în ordinea strictă de succedare a operațiilor procesului tehnologic, semifabricatul pentru prelucrarea lui completă, trebuind să treacă succesiv prin fiecare post de lucru (fig. 17.4).

Caracteristicile agregării serie sînt: la sfîrșitul ciclului de lucru se obține o singură piesă finită; semifabricatul, pentru prelucrarea lui completă trece succesiv prin fiecare post de lucru, printr-o mișcare de transport între posturi, numită mișcare de transfer; la un post de lucru pot lucra una sau mai multe mașini-unelte, cu unu sau mai mulți arbori principali dispuși după mai multe direcții de lucru. Se utilizează la realizarea de procese tehnologice complexe cu volum mare de muncă, care necesită un număr mare de scule, operații și faze.

După forma geometrică a traiectoriei mișcării de transport descrisă de semifabricat, agregarea serie poate fi liniară (fig. 17.4, *a*) și circulară (fig. 17.4, *b*). Agregarea serie constituie baza tehnologică a construcției mașinilor-unelte agregate cu prelucrarea succesivă. Agregarea serie se mai numește și agregare *monoflux* sau *monofilară*.

Agregarea paralel, are la bază metoda de prelucrare simultană a „p" semifabricate identice și constă în dispunerea a „p" operații identice pe „p" posturi

Scanned with OKEN Scanner

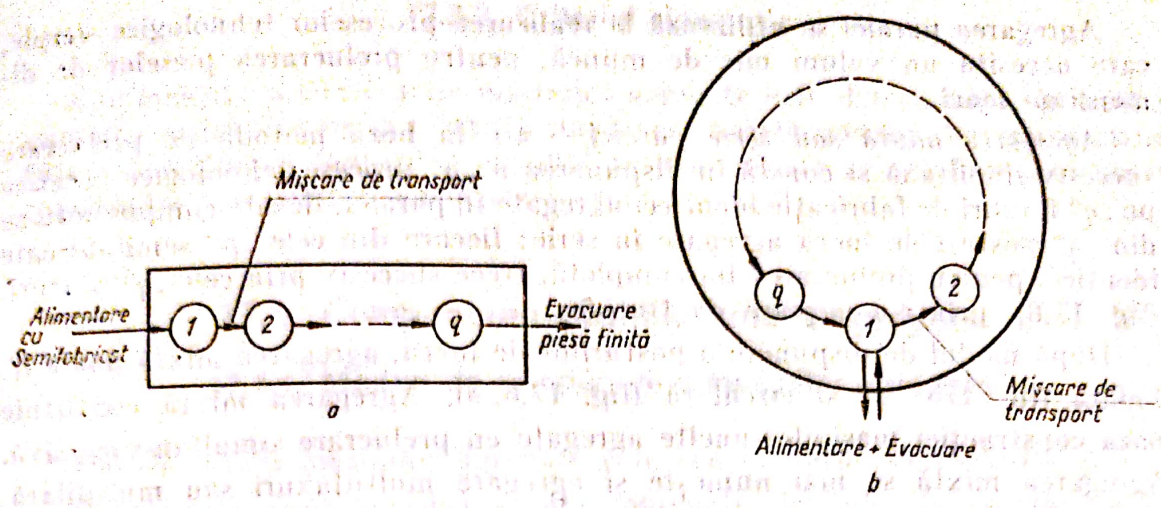


Fig. 17.4

de lucru identice, aranjate în paralel, la care „*p*" grupuri de scule identice lucrează asupra a „*p*" semifabricate identice (fig. 17.5).

După forma geometrică a liniei de dispunere a celor „*p*" posturi de lucru, agregarea paralel poate fi: liniară (fig. 17.5, *a*) şi circulară (fig. 17.5, *b*). Agregarea paralel constituie baza construcţiei maşinilor-unelte agregate cu prelucrare simultană. Caracteristicile agregării paralel sînt: la sfîrşitul ciclului de lucru se obţin „*p*" piese finite; semifabricatul nu execută mişcarea de transport interposturi; la un post de lucru pot lucra una sau mai multe maşini-unelte cu unu sau mai mulţi arbori principali sau cu mai multe blocuri de scule, dispuşi după mai multe direcţii.

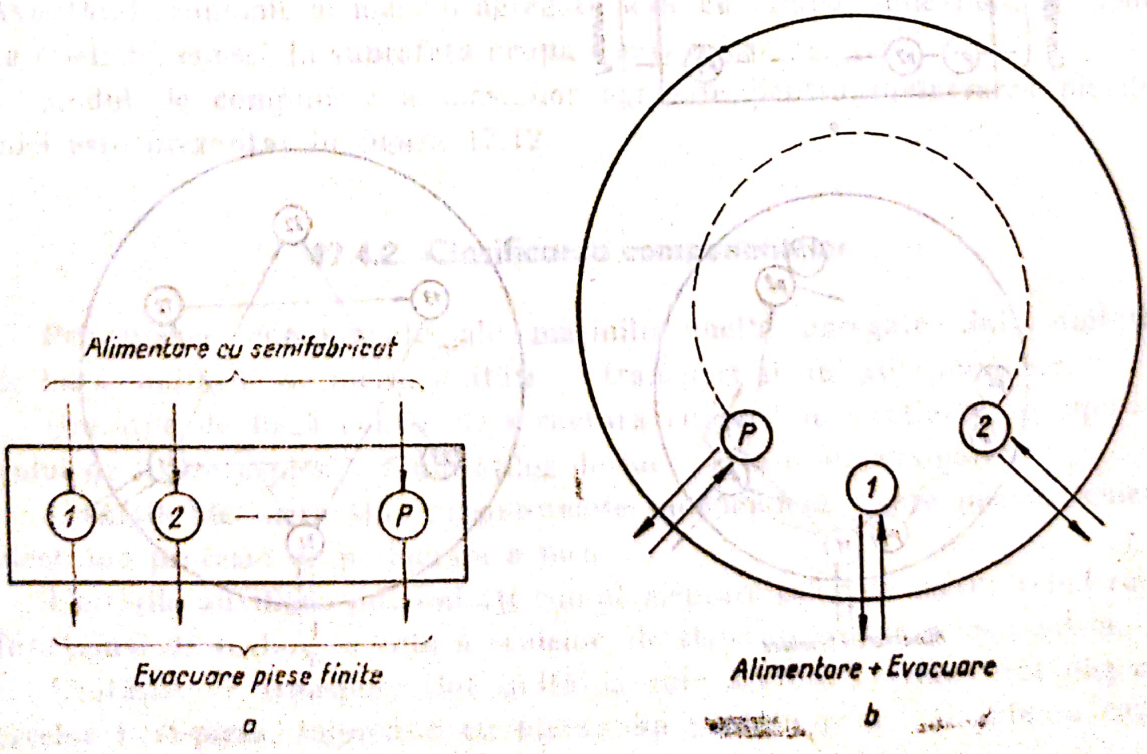


Fig. 17.5

Agregarea paralel se utilizează la realizarea proceselor tehnologice simple, care necesită un volum mic de muncă, pentru prelucrarea pieselor de dimensiuni mari.

Agregarea mixtă sau serie paralel — are la bază metoda de prelucrare succesiv-simultană și constă în dispunerea a „*p*" procese tehnologice identice pe „*q*" fluxuri de fabricație identice, agregate în paralel, fiecare compunîndu-se din „*q*" posturi de lucru agregate în serie; fiecare din cele „*p*" semifabricate identice, pentru prelucrarea lui completă, trece succesiv prin cele „*q*" posturi, (fig. 17.6), printr-o mișcare de transfer.

După modul de dispunere a posturilor de lucru, agregarea mixtă poate fi: liniară (fig. 17.6, *a*) și circulară (fig. 17.6, *b*). Agregarea mixtă constituie baza construcției mașinilor-unelte agregate cu prelucrare simultan-succesivă. Agregarea mixtă se mai numește și agregare multifluxuri sau multifilară.

Caracteristicile agregării mixte sînt: la sfîrșitul ciclului de lucru se obțin „*p*" piese finite; semifabricatul execută mișcare de transport interposturi; la un post de lucru poate lucra una sau mai multe mașini unelte, după mai multe direcții de prelucrare.

Agregarea mixtă se utilizează în construcția atelierelor și secțiilor automate.

Din acest punct de vedere mașinile-unelte pot fi agregate în serie, paralel sau mixt.

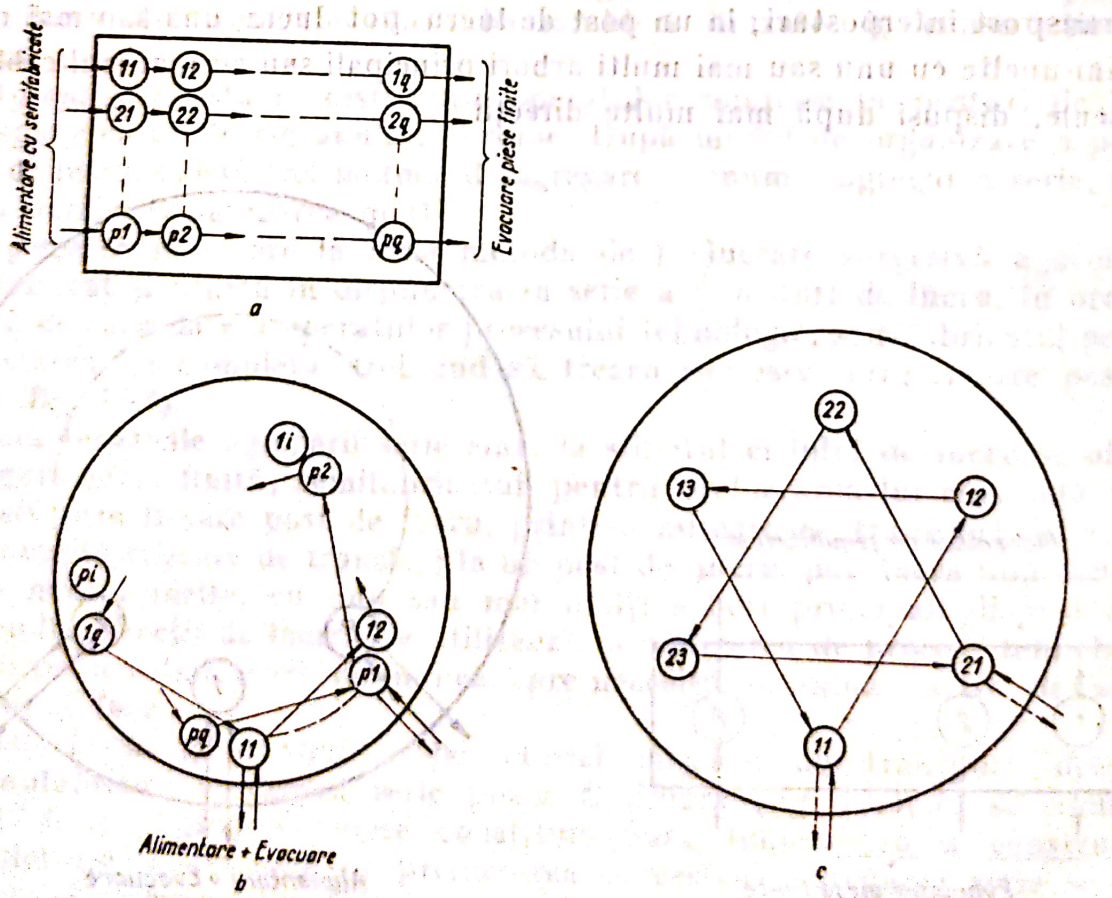


Fig. 17.6

17.3.3. Criteriul cinematic

Componența și construcția mașinilor agregate este determinată de felul și numărul mșicărilor de generare și auxiliare. Aceste mișcări determină structura cinematică a lanțurilor cinematice generatoare și auxiliare precum și construcția unităților speciale ale mașinii.

17.4. Compunerea mașinilor-unelte agregate

17.4.1. Moduri de compunere a mașinilor agregate

Nomenclatura mașinilor agregate este cea conform STAS 7870-76.

Organizarea compunerii mașinilor agregate depinde, în esență, de criteriul constructiv și cel tehnologic.

În figura 17.7 se prezintă organizarea și componența unei mașini agregată paralel cu post fix și două direcții de prelucrare, iar în figura 17.8 — pentru mașina agregată serie cu transfer: liniar (fig. 17.9, *c*), circular de tip masă circulară indexabilă cu patru posturi pentru o piesă (fig. 17. 9, *a*) și de tip masă circulară indexabilă cu șase posturi pentru șase piese (fig. 17.9, *b*). În toate cazurile rezultă că mașina trebuie să aibă un post de alimentare-evacuare a piesei, notat cu P_0, celelalte posturi P_i, $i=1,\ldots, n$ fiind posturi de lucru (de obicei $n_{max}=8$). Direcțiile de prelucrare Δ se aleg conform necesităților procesului tehnologic de prelucrare, dintre cele posibile.

În figura 17.10 se prezintă mașina agregată serie cu transfer circular de tip masă inelară indexabilă, iar în figura 17.11, cea cu tambur indexabil. Avantajul economic al mașinii agregată serie cu tambur indexabil, în raport cu celelalte, constă în suprafața ocupată mai mică.

Modul de compunere a mașinilor agregate pentru prelucrarea pieselor mici este prezentat în figura 17.12.

17.4.2. Clasificarea componentelor

Principalele componente ale mașinilor-unelte agregate sînt: unitățile de bază, unitățile de lucru, unități de transport și unitățile auxiliare.

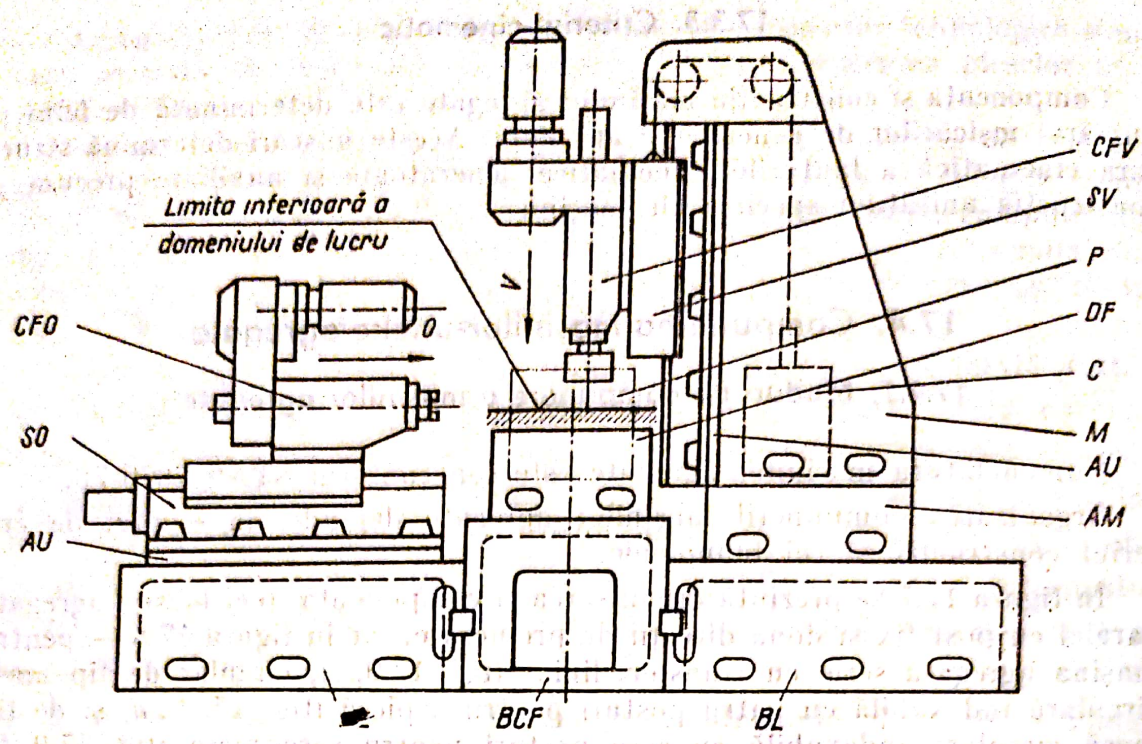
Unitățile de bază constituie structura comună de susținere a dispozitivului de fixare a piesei, a unităților de lucru și a celor auxiliare.

Unitățile de lucru sînt mașini-unelte independente, care poartă sculele, efectuînd procesul de prelucrare a piesei.

Unitățile auxiliare sînt unități complementare celor de lucru, avînd rolul funcțional de reglare la cotă a sculelor, de strunjire plană și de control.

Unitățile de transport sînt unitățile care servesc la transferul dispozitivelor port-piesă, împreună cu piesa, din post în post, utilizate în cazul mașinilor agregate serie.

Scanned with OKEN Scanner



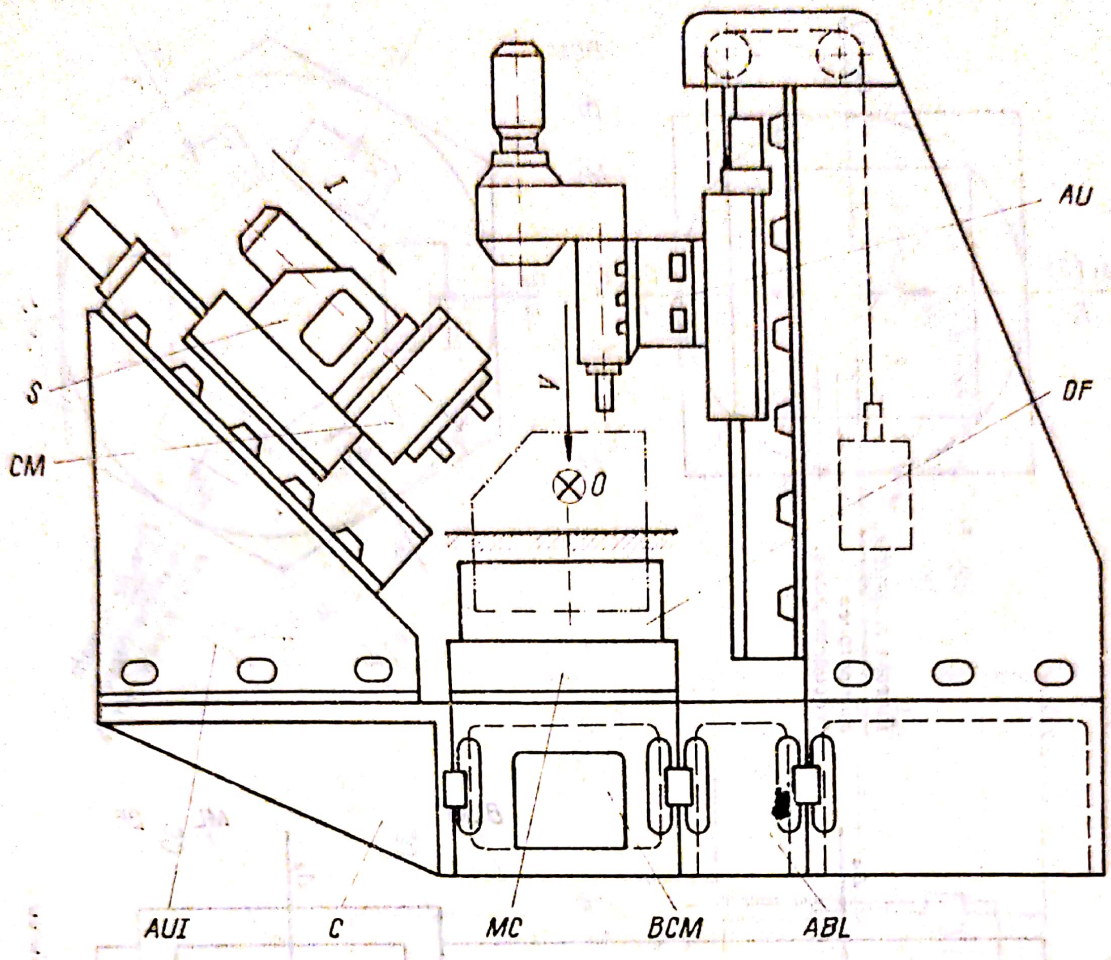
BCF - Batiu central pentru prelucrarea din mai multe direcții în post fix
BL - Batiu lateral pentru unitate de lucru sau montant
AU - Adaos pentru unitate de lucru
AM - Adaos pentru montant
M - Montant
SO - Sanie orizontală
CFO - Cap de forță orizontal
SV - Sanie verticală
CFV - Cap de forță vertical
C - Contragreutate
DF - Dispozitiv pentru fixarea piesei
P - Piesa de prelucrat

Fig. 17.7

17.4.3. Mașini-unelte agregate paralel

Mașinile agregate în paralel sînt constituite din mai multe unități de lucru care prelucrează o singură piesă, cu un post fix (fig. 17.3, *a*) sau mai multe piese identice, cu mai multe posturi (fig. 17.3, *b*). Fiecare post de lucru, P_1 și P_2, necesită cîte o direcție de alimentare-evacuare a piesei. Ele asigură gradul cel mai mare de concentrare a procesului tehnologic, lucrînd după metoda prelucrării simultane. Timpul de alimentare cu semifabricate în cazul prelucrării într-un post nu este suprapus peste timpul de lucru, de aceea se utilizează cînd timpii de alimentare sînt mici în raport cu cei de lucru; pentru procese tehnologice simple, care necesită un volum mic de muncă; pentru prelucrarea pieselor mari și grele, cu o configurație geometrică simplă. Ele sînt necesare în punctele de strangulare ale fluxurilor tehnologice, construindu-se ca mașini duble sau triple, în scopul respectării ritmului de fabricație.

Scanned with OKEN Scanner



BCM - Batiu central pentru masă circulară sau liniară, indexabile
MC - Masă circulară indexabilă
C - Consolă
AUI - Adaos pentru unitatea de lucru înclinată
ABL - Adaos pentru batiu lateral unitate de lucru sau montant
S - Suport pentru capete multiaxe
CM - Cap multiaxe
AU - Adaos pentru unitatea de lucru
DF - Dispozitiv pentru fixarea piesei

Fig. 17.8

La alegerea numărului de posturi agregate în paralel trebuie să se aibă în vedere deservirea tuturor posturilor de un muncitor. Ciclurile de lucru ale posturilor sînt decalate în timp astfel ca timpul de alimentare-evacuare să fie suprapus parțial sau total peste timpul de lucru.

Construcția lor este cea mai simplă, neavînd sistem de transfer, iar grupul de unități de lucru de la un post se repetă identic la oricare altul.

17.4.4. Mașini-unelte agregate în serie

Mașinile agregate în serie sînt construite din mai multe unități de lucru care prelucrează o singură piesă (fig. 17.9, *a*) succesiv după fiecare direcție, pe care sînt plasate unități de lucru care execută prelucrări diferite, sau mai

Scanned with OKEN Scanner

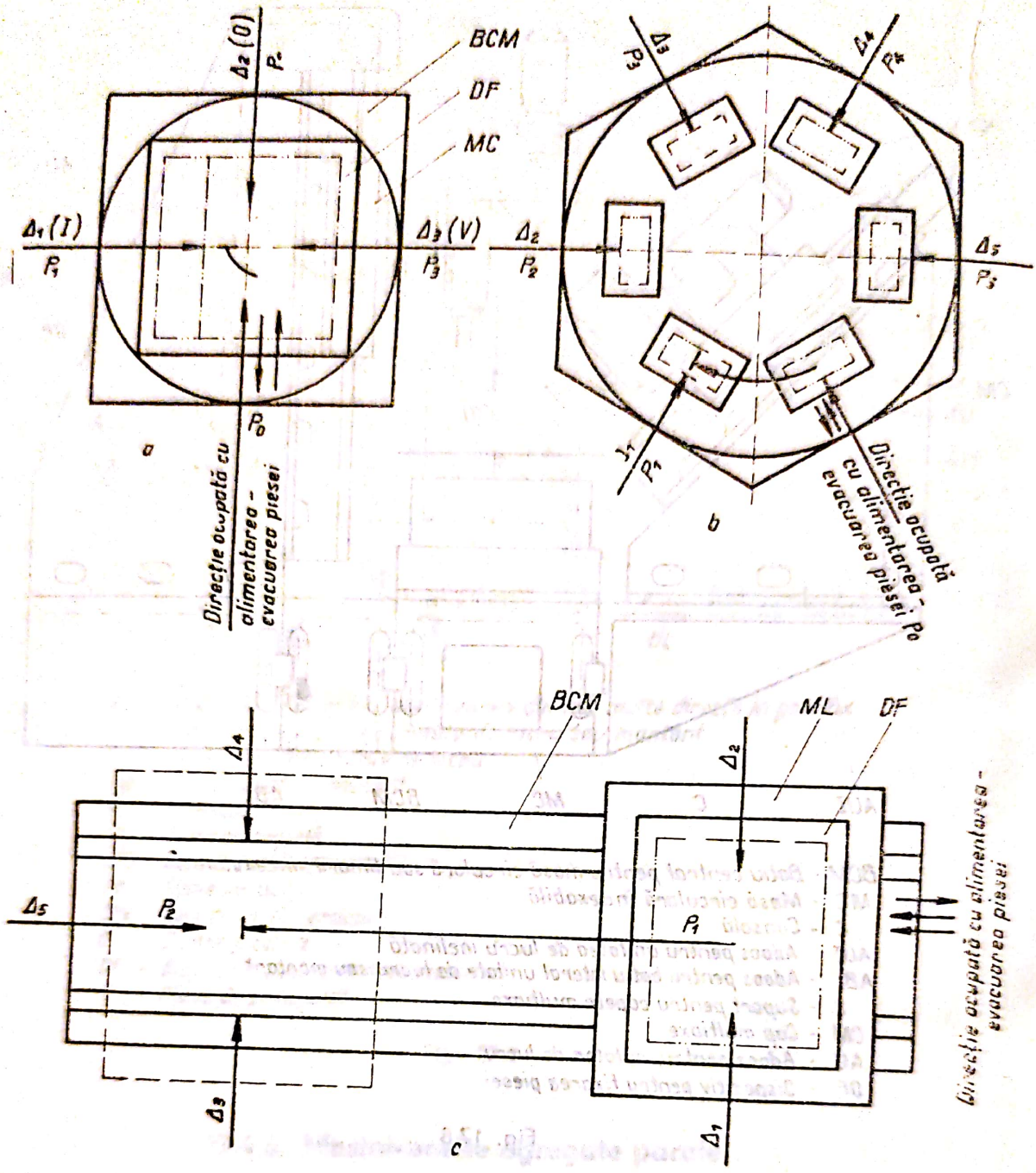
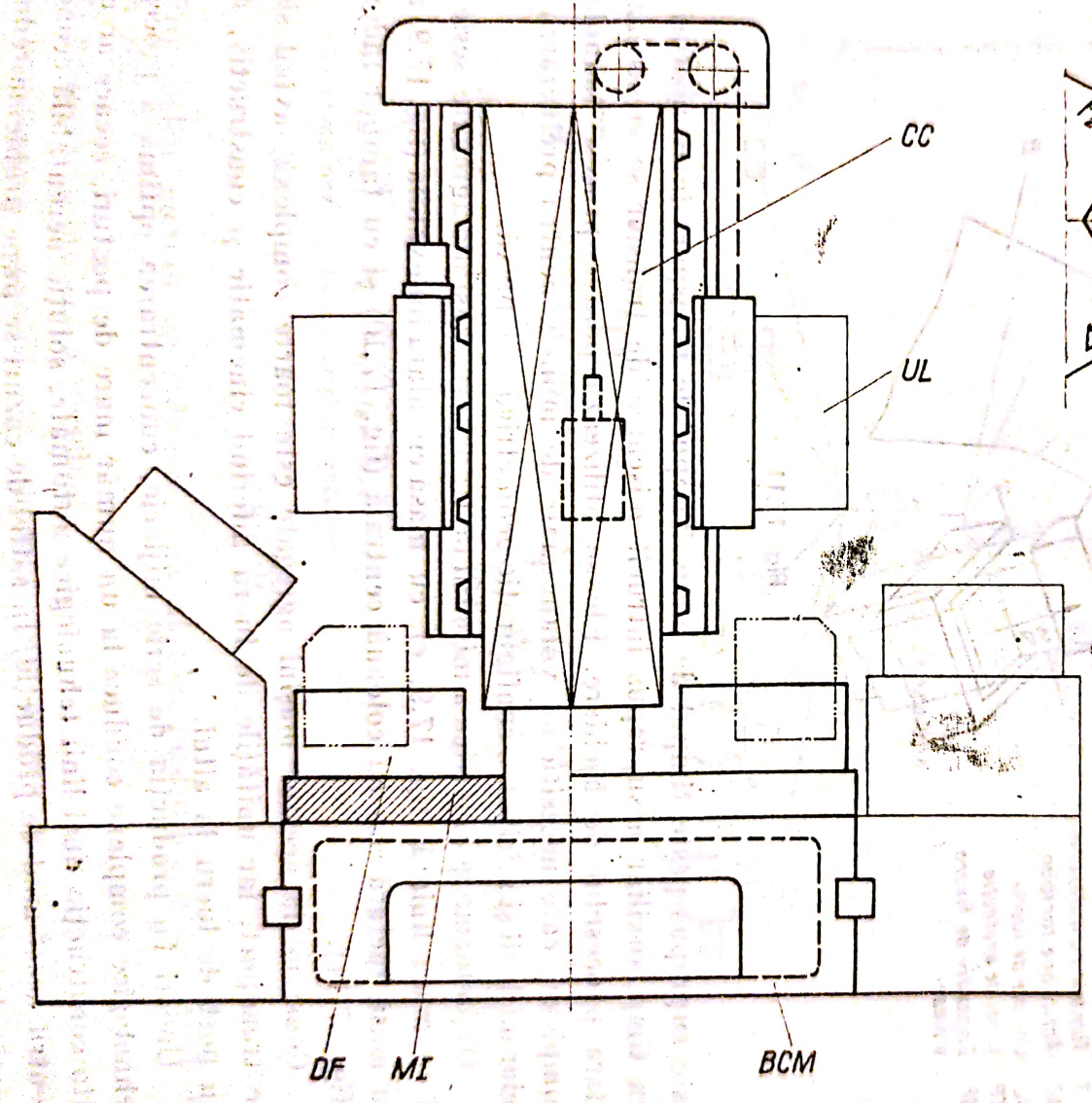


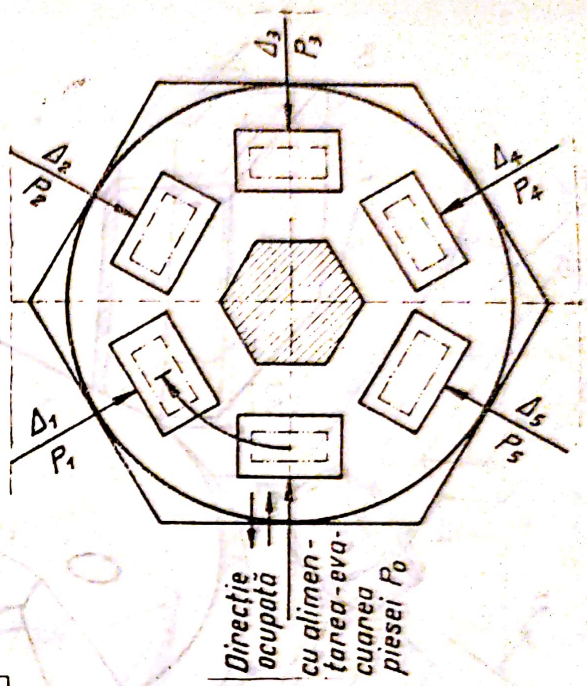
Fig. 17.9

multe piese (fig. 17.3, *c*, *d*, *e*, *f*), care pentru prelucrarea lor completă necesită mișcarea de transfer a fiecăreia, din post în post, obținîndu-se piesa finită în postul de evacuare, care poate coincide (fig. 17.3, *d*, *e*, *f*) sau nu (fig. 17.3, *c*) cu postul de alimentare. În fiecare post de lucru se execută prelucrări diferite de cele din celelalte posturi.

Numărul posturilor de lucru agregate în serie trebuie să rezulte din divizarea optimă a procesului tehnologic.

Posturile de alimentare-evacuare P_0 se rezervă în acest scop, astfel că în aceste posturi nu se efectuează prelucrări. Ele lucrează pe baza prelucrării succesive, pe baza unui grad optim de divizare și a unei repartizări cît mai uniforme a procesului tehnologic pe posturi. Timpul de alimentare-evacuare





BCM - Batiu central pentru masă inelară indexabilă

MI - Masă inelară indexabilă
DF - Dispozitiv de fixare a piesei
UL - Unitate de lucru
CC - Coloana centrală a batiului

Fig. 17.10

Scanned with OKEN Scanner

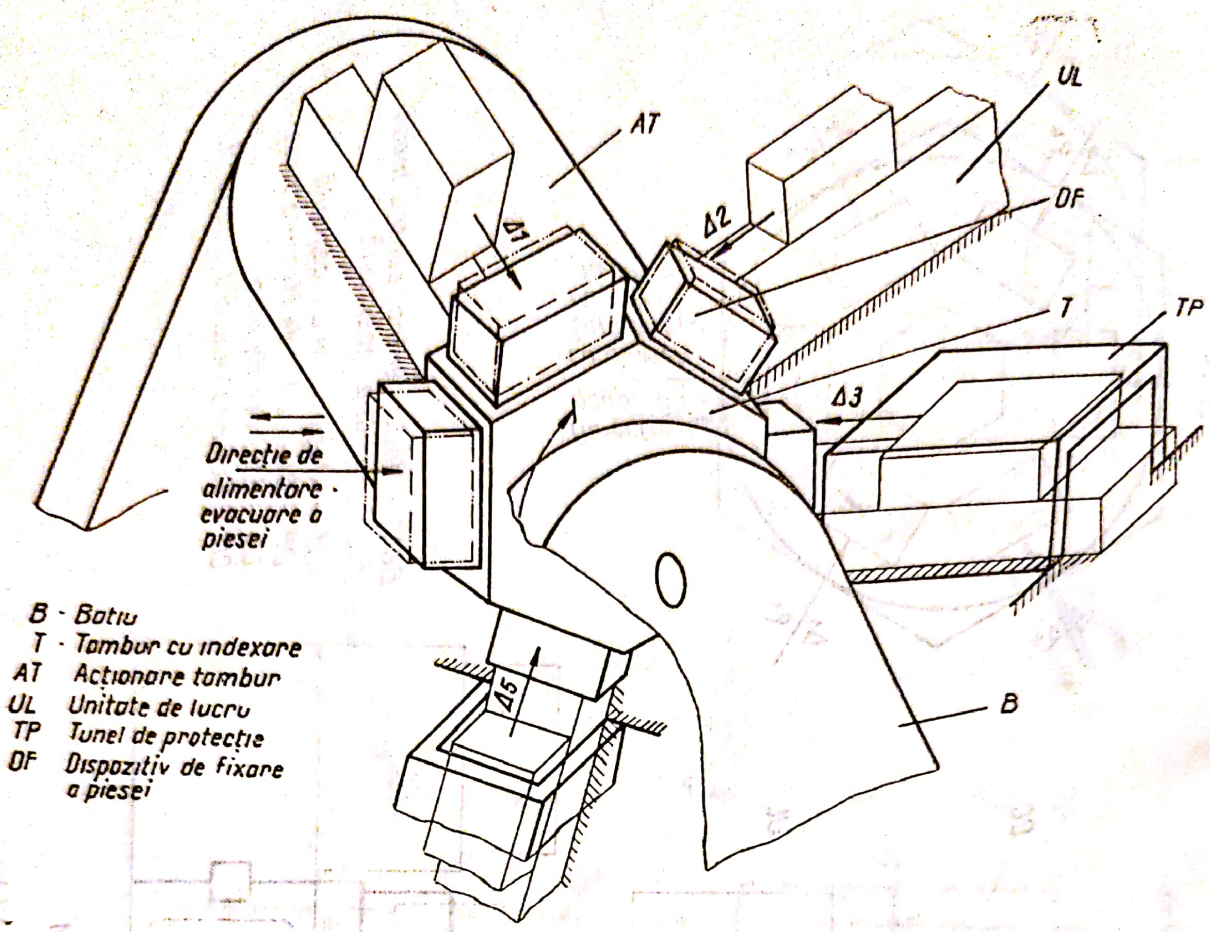


Fig. 17.11

este suprapus peste timpul de lucru. Timpul de transport între posturi este un timp auxiliar nesuprapus întrucît mișcarea de transfer se efectuează în afara procesului de așchiere. Ele se utilizează pentru procese tehnologice complexe, care necesită un volum mare de muncă, pentru prelucrarea pieselor mijlocii și mici, cu o configurație geometrică complexă.

După forma geometrică a mișcării de transport, mașinile agregate serie pot fi cu masă liniară (fig. 17.9, *c*), cu masă circulară indexabilă (fig. 17.9, *a*, *b*), cu masă inelară sau cu coloană centrală (fig. 17.10) și cu tambur indexabil (fig. 17.11).

Construcția acestor mașini agregate este foarte complexă, avînd sistem de transport, iar unitățile de lucru diferind cinematic și constructiv, de la un post de lucru la altul.

Uneori în producția de serie mijlocie, concentrarea optimă a proceselor tehnologice complexe conduce la un număr mare de posturi, ceeace ar necesita construcția unei linii tehnologice automate, soluție nerentabilă economic pentru acest mod de producție. În astfel de cazuri se pune problema reducerii numărului de posturi ale mașinii agregată, astfel ca gabaritul și suprafața ocupată să se încadreze în valori acceptabile.

Scanned with OKEN Scanner

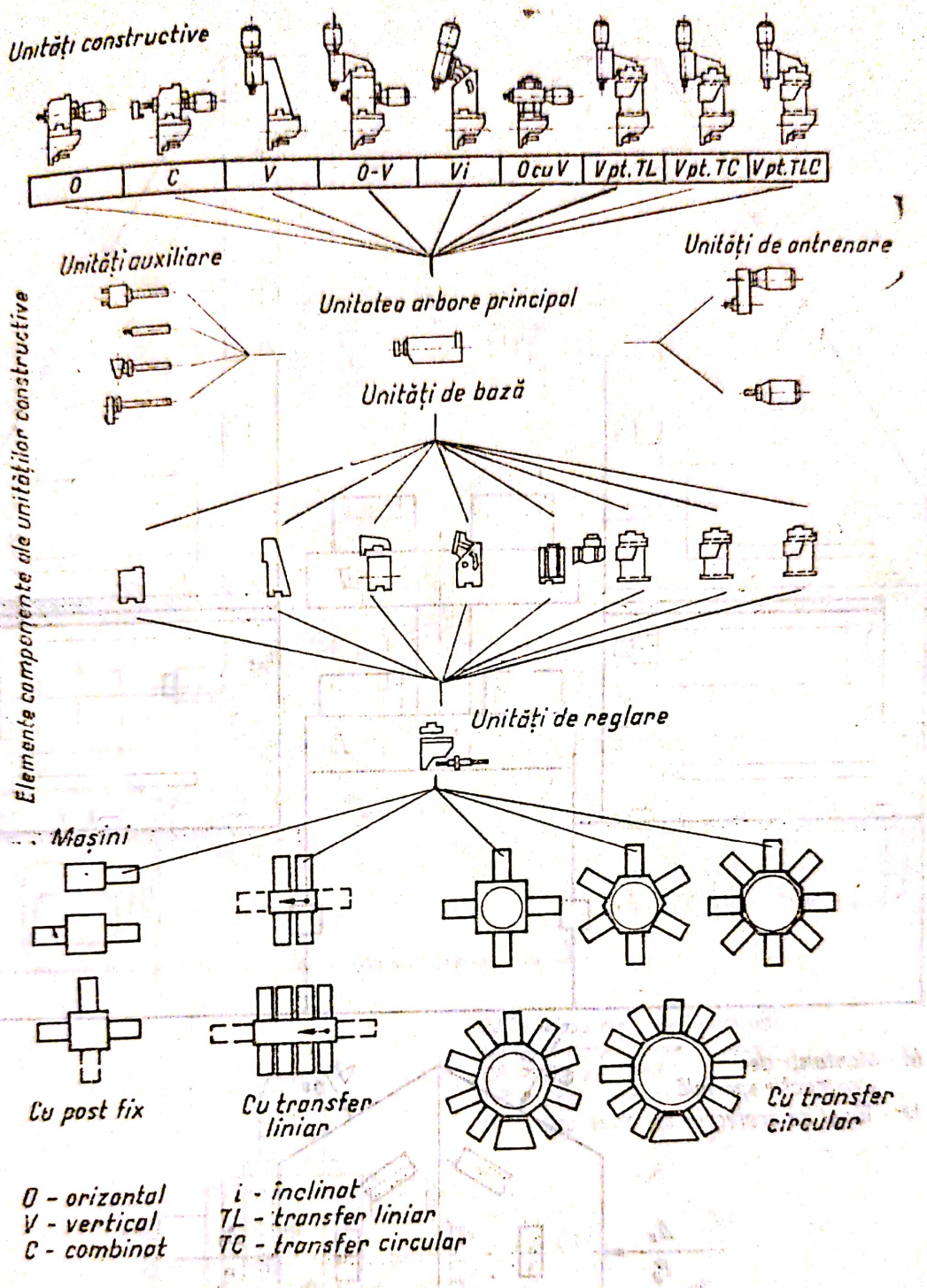


Fig. 17.12

Principalele metode de reducere a numărului posturilor și unităților de lucru sînt:

1) prelucrarea etajată a pieselor;

2) repartizarea mișcării de transport atît asupra piesei cît și asupra sculelor;

3) repartizarea mișcării de transport exclusiv asupra sculelor.

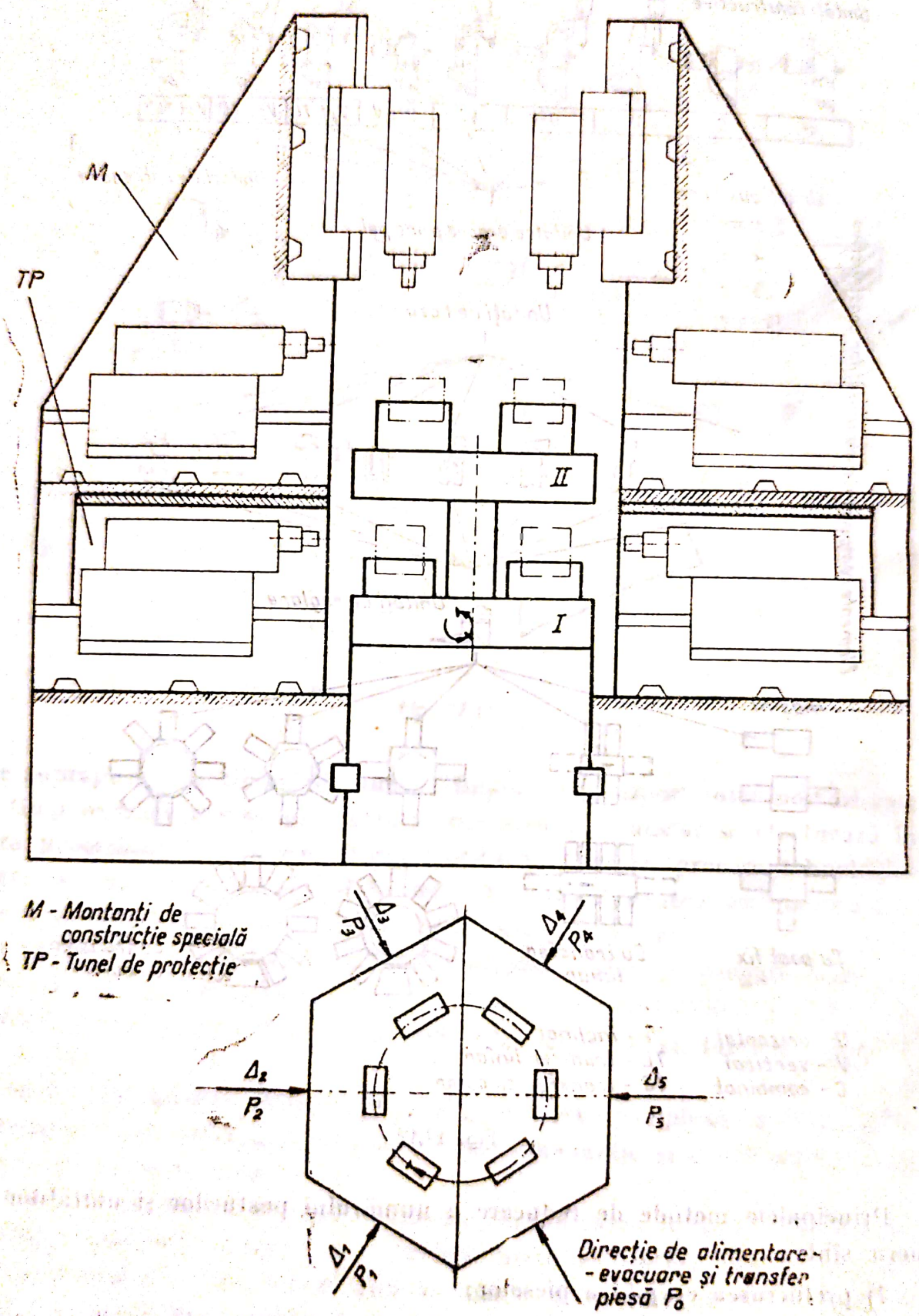


Fig. 17.13

Scanned with OKEN Scanner

Prelucrarea etajată a pieselor (fig. 17.13) este de asemenea tot o prelucrare succesivă, dar după ce piesa a fost prelucrată la nivelul *I* (după o rotaţie a mesei), este transferată manual, la nivelul *II* în postul de alimentare. După o a doua rotaţie a mesei piesa a fost complet prelucrată şi este deci evacuată din maşină, urmînd transferul următoarei piese, de la nivelul *I* la nivelul *II*, precum şi alimentarea nivelului *I* cu un nou semifabricat.

Repartizarea mişcării de transport asupra piesei cît şi asupra sculelor conduce la construcţia de maşini agregate cu cap revolver şi masă rotativă (fig. 17.14) şi la maşini agregate cu schimbarea automată a grupurilor de scule (capetelor multiaxe) şi masă rotativă (fig. 17.15). Capul revolver poate transporta scula individual (fig. 17.14, *a*) sau în grup (fig. 17.14, *b*). Schimbarea automată a capetelor multiaxe, ce lucrează la un singur post de lucru (fig. 17.15) constă în faptul că maşina este echipată cu un depozit pentru

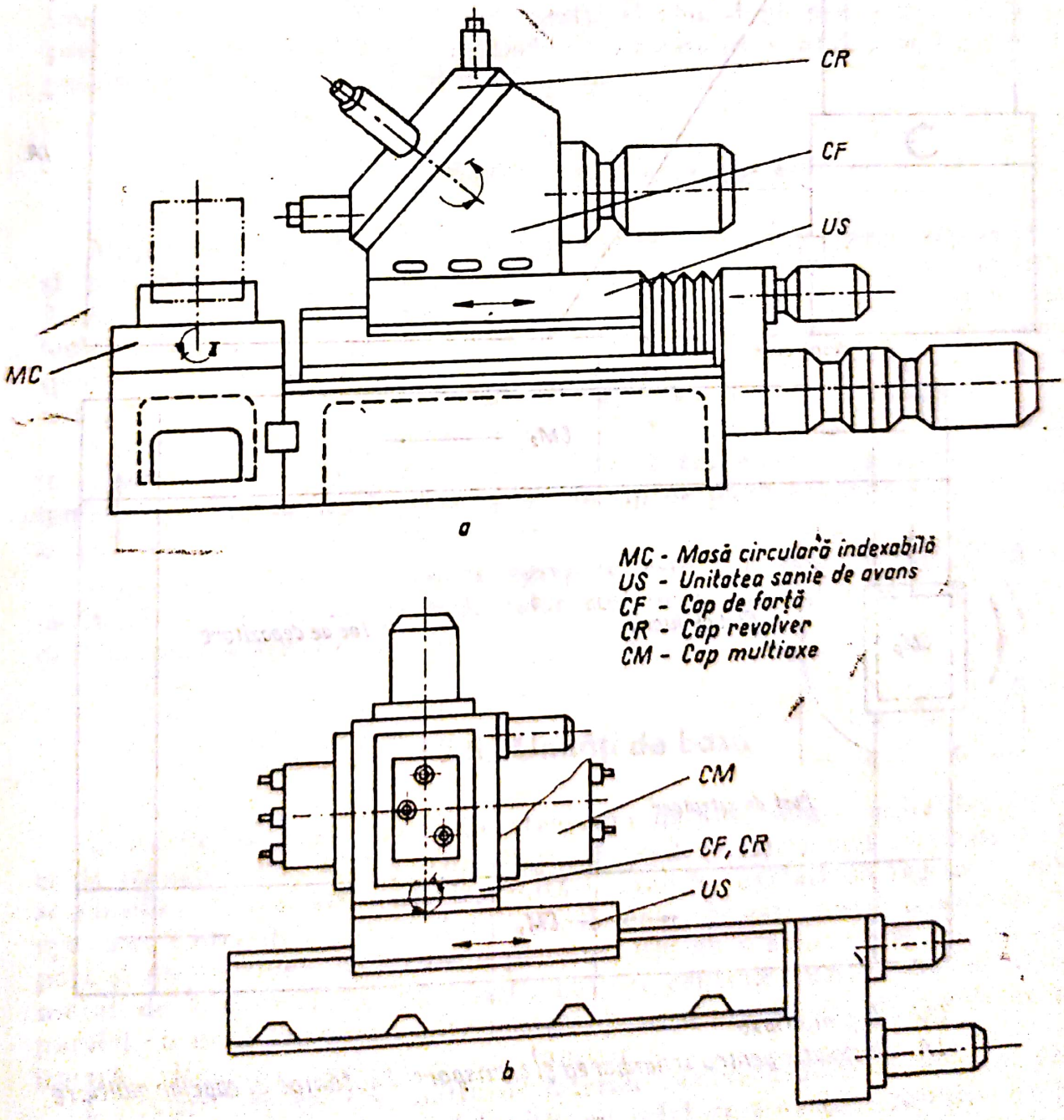
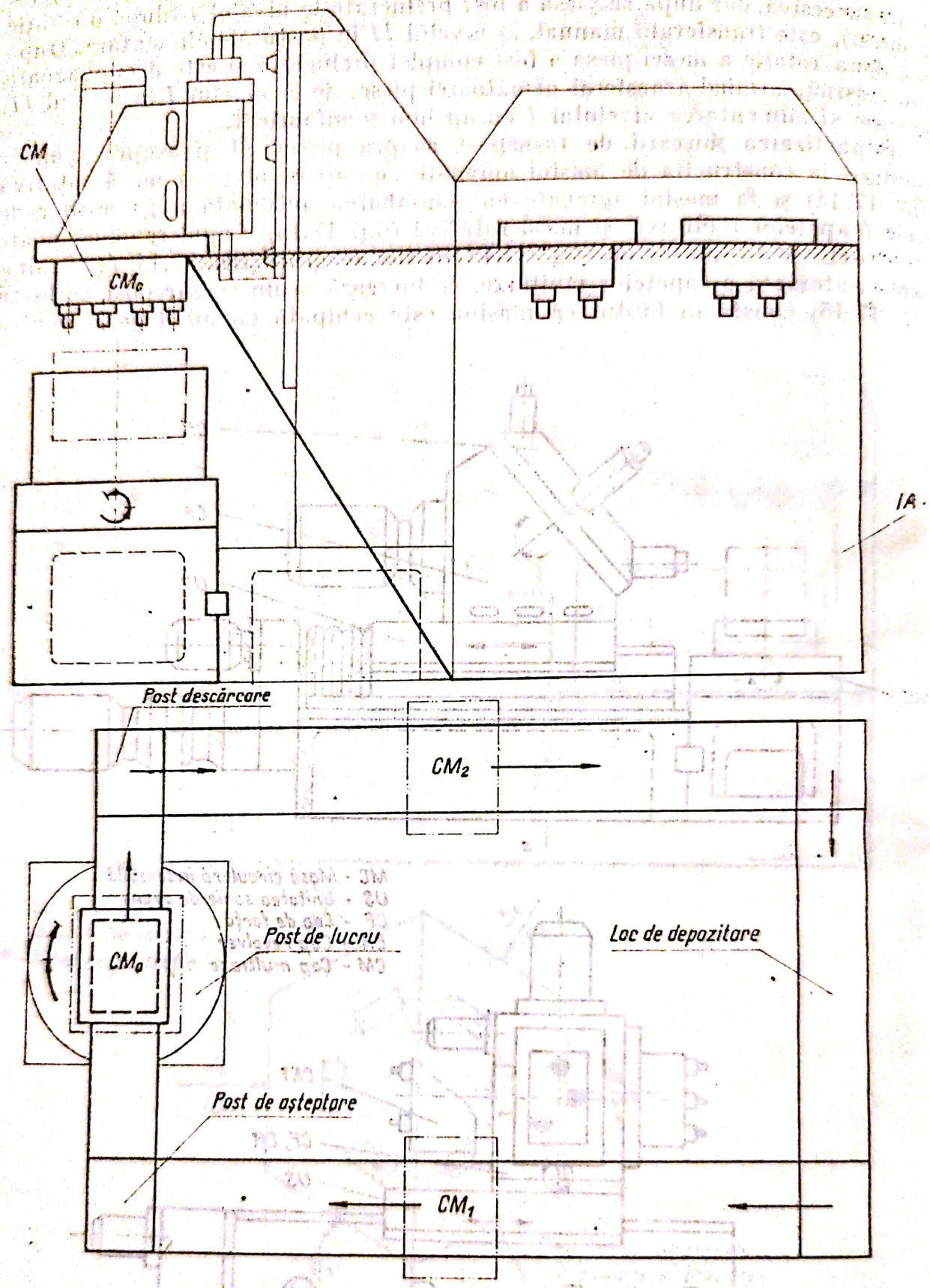


Fig. 17.14



CM - Cap multiaxe
IA - Instalație pentru schimbarea și transportul automat al capelor multiaxe

Fig. 17.15

Scanned with OKEN Scanner

capetele multiaxe, avînd un contur închis. Pe conturul închis, se află şi postul de lucru. Capetele multiaxe se deplasează automat pe acest contur, în postul de lucru oprindu-se acel cap multiaxe cerut prin comandă (de ex. CM_0). După terminarea prelucrării acesta va fi deplasat pe şinele de susţinere (de ex. în poziţia CM_2) în postul de depozitare, urmînd să-i ia locul capul mutliaxe de exemplu CM_1, adică unul dintre acele capete multiaxe care se află în postul de aşteptare.

Repartizarea mişcării de transport exclusiv asupra sculei conduce la construcţia de maşini agregate de tip cu cap revolver (fig. 17.16) şi cu două mese laterale. Maşina lucrează simultan ambele piese *I* şi *II* din posturile P_1 şi P_2, prin deplasarea meselor cu piesele spre capul revolver. După prelucrarea cu capetele multiaxe CM_{11} şi CM_{21}, capul revolver, prin mişcarea de transport, aduce în zona de lucru capetele CM_{12} şi CM_{22}. După prelucrarea piesei în postul P_1, dacă procesul tehnologic o cere, piesa *I* va fi transportată manual în postul P_2 al aceleiaşi maşini şi abia după prelucrarea ei în acest post să fie evacuată de pe maşină. Ca urmare alimentarea se face în afara procesului de aşchiere în ambele posturi.

17.4.5. Maşini-unelte agregate mixt

Maşinile-unelte agregate mixt întrunesc calităţile celor agregate serie şi paralel. Ele funcţionează pe principiul prelucrării succesiv-simultană. Aceste maşini oferă un grad foarte mare de concentrare a procesului tehnologic şi deci o productivitate superioară celor precedente. Se utilizează, în special, în punctele de strangulare a fluxului tehnologic, pentru procese tehnologice complexe şi piese cu configuraţie geometrică complexă.

Astfel maşina agregată din figura 17.13, dacă la nivelul *I* al mesei prelucrează un tip de piesă, iar la nivelul *II* alt tip, ea este agregată mixt. Dacă maşina din figura 17.16 prelucrează un tip de piesă *I* la postul P_1 şi alt tip *II* în postul P_2, ea este agregată mixt.

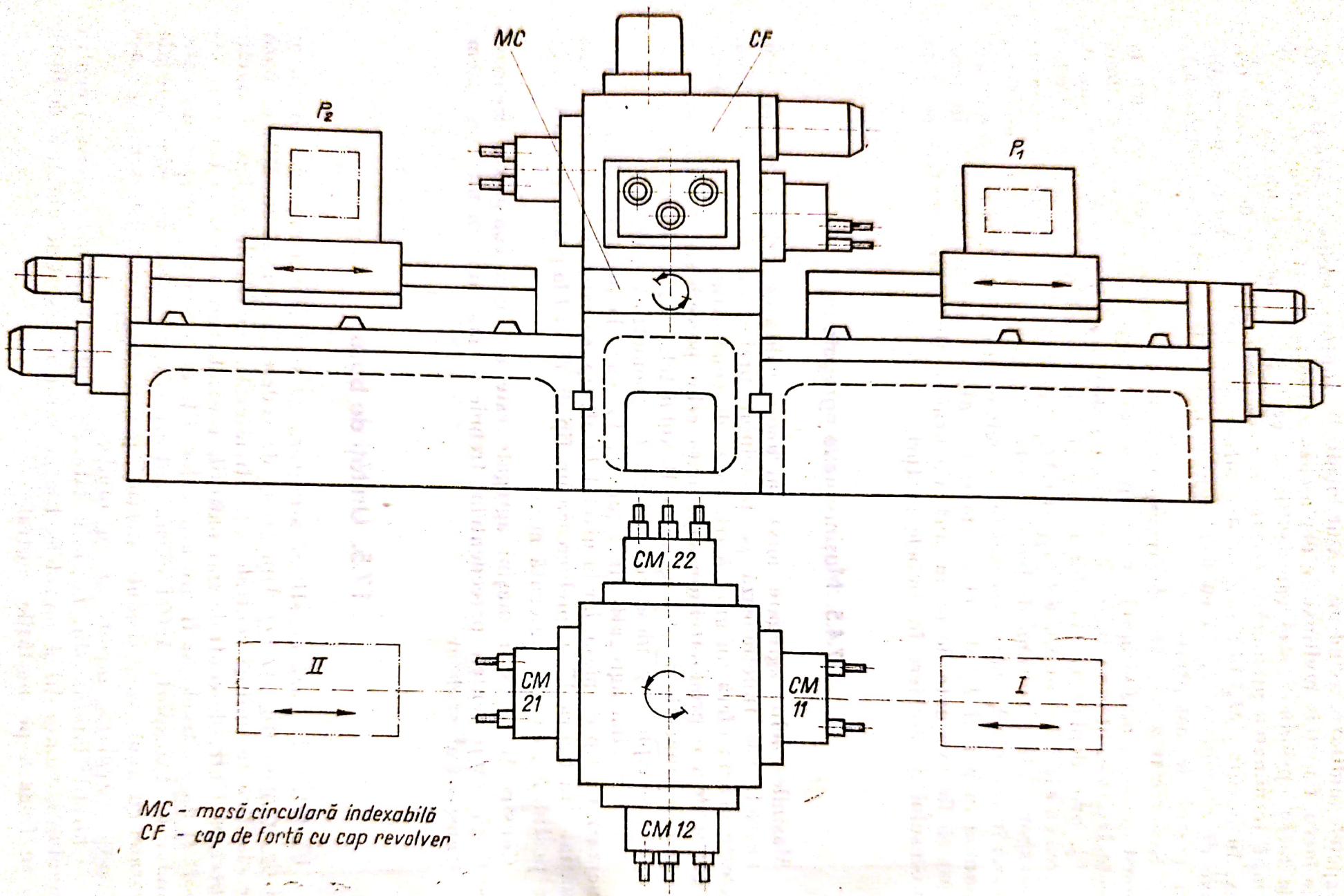
Construcţia acestor maşini agregate este cea mai complexă, deoarece pe lîngă componentele precedentelor trebuie să mai aibă în plus un sistem de transport al sculelor.

17.5. Unităţi de bază

Unităţile da bază constituie structura de susţinere a unităţilor de lucru şi de transfer (fig. 17.17). Din punct de vedere funcţional unităţile de bază se clasifică în unităţi centrale, unităţi laterale, unităţi de reglare şi unităţi speciale. Unităţile centrale sînt batiurile centrale care susţin mesele de transport şi dispozitivele de fixare a pieselor. Ele au o construcţie specifică sistemului de transport. Astfel există batiuri centrale pentru maşini agregate paralel cu unul sau mai multe posturi, pentru maşini agregate serie cu masă liniară, circulară, inelară şi cu tambur.

Unităţile laterale sînt batiurile laterale pentru unităţi de lucru şi pentru montanţi, montanţii şi consolele. Ele au rolul de a susţine unităţile de lucru şi se fixează pe unităţile centrale.

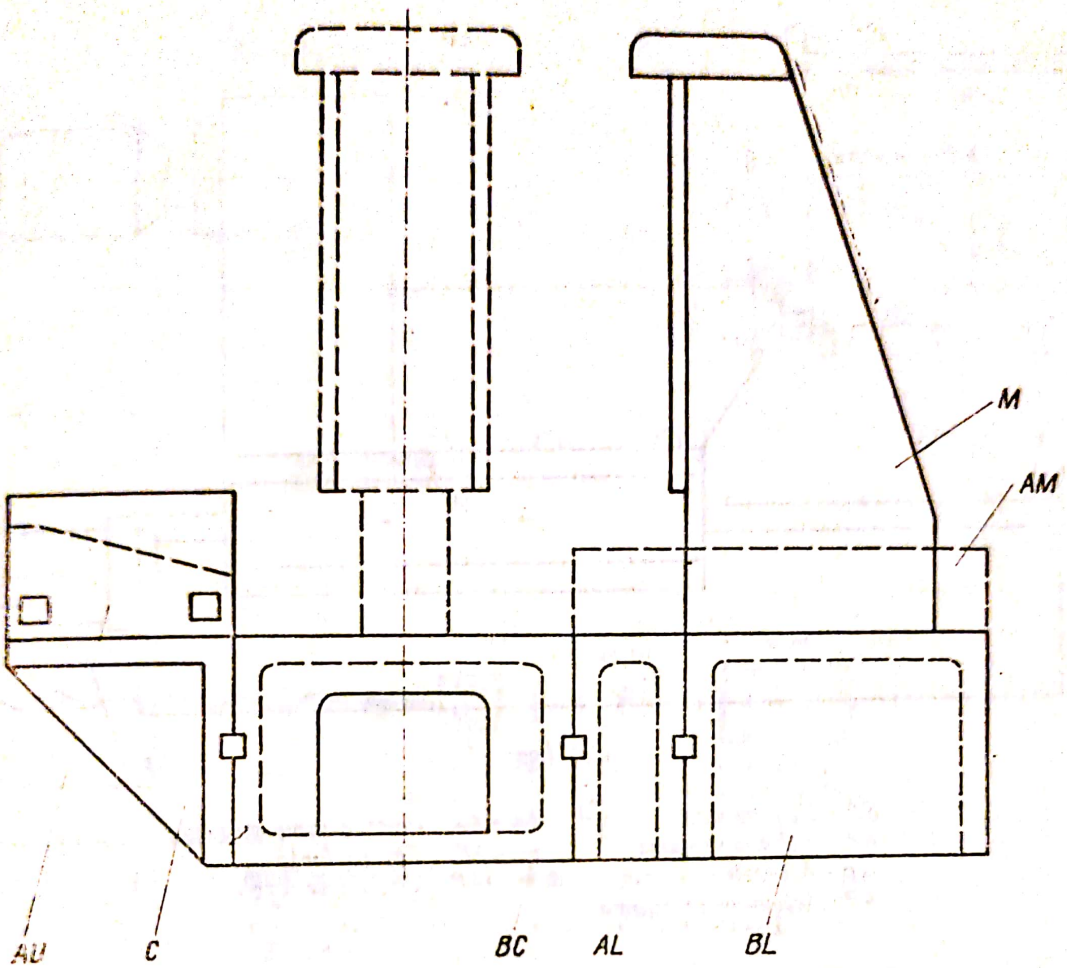
Scanned with OKEN Scanner



MC - masă circulară indexabilă
CF - cap de forță cu cap revolver

Fig. 17.16

Scanned with OKEN Scanner



BC - Batiu central
BL - Batiu lateral
M - Montant
C - Consolă
AU - Adaos pentru unitatea de lucru
AL - Adaos pentru batiu lateral
AM - Adaos pentru montant

Fig. 17.17

Unităţile de reglare sînt adaosurile la unităţile de lucru, batiuri laterale şi montanţi care permit reglarea parametrilor constructivi de bază ai maşinii agregată. Ele se fixează pe batiuri laterale şi pe cele centrale permiţînd realizarea aliniamentului şi antraxelor.

Unităţile speciale sînt tunelele de protecţie, suporţii pentru capete multiaxe, dispozitivele de fixare a piesei, batiurile pentru sistemele de schimbare a sculelor.

17.6. Unităţi de lucru

Unităţile de lucru sînt componentele care poartă şi antrenează sculele în timpul procesului de prelucrare. Sînt componentele maşinilor agregate care depind de criteriul cinematic, construcţia lor fiind influenţată în mod hotă-

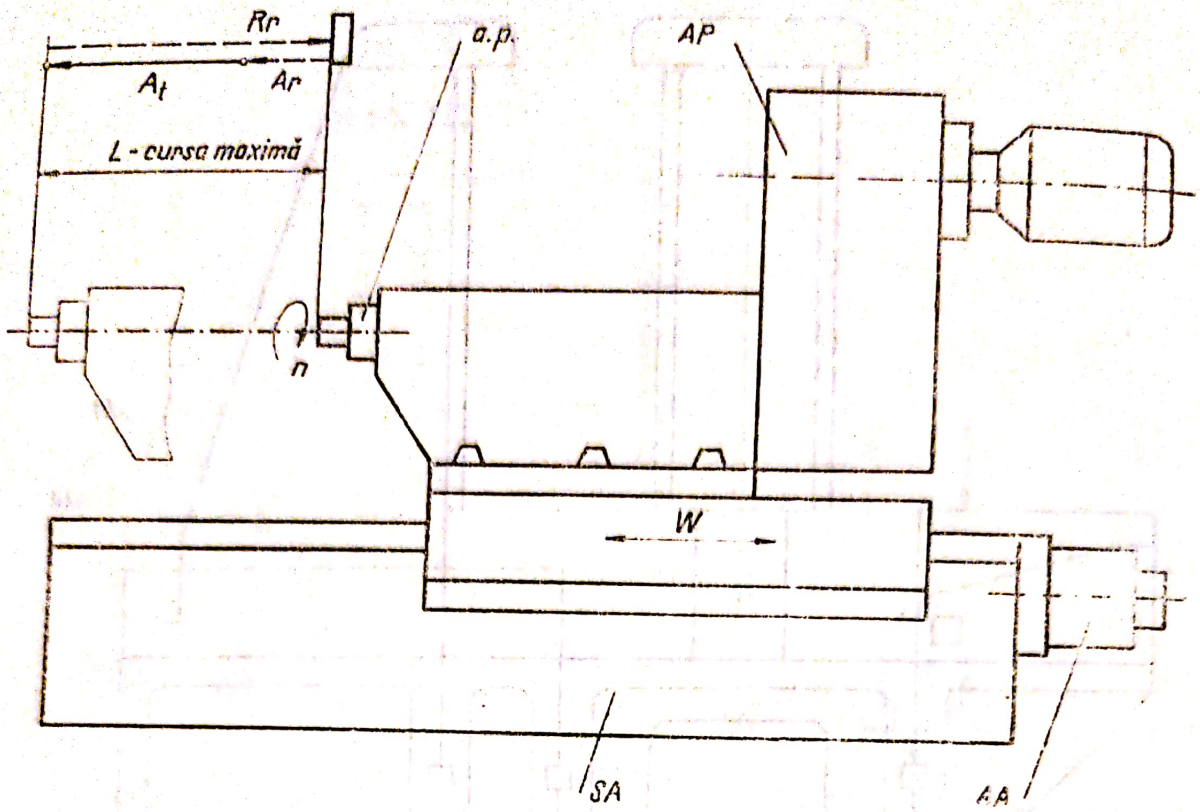


Fig. 17.18

rîtor de felul şi numărul mişcărilor de generare şi auxiliare, precum şi de metoda de prelucrare.

Unitatea de lucru (fig. 17.18) se compune din unitatea sanie de avans (fig. 17.19) şi capul de forţă (fig. 17.20).

Unitatea sanie de avans se compune din unitatea sanie de avans propriu-zisă şi unitatea de acţionare avans. Capul de forţă se compune din unitatea arbore principal, unitatea acţionare principală şi eventual capul revolver.

Unităţile de lucru pot fi clasificate după mai multe criterii, dintre care principalele sînt: procedeul de prelucrare, elementul care execută mişcarea de avans, metoda de asamblare, natura acţionării.

În funcţie de procedeul de prelucrare, unităţile de lucru pot fi pentru prelucrarea găurilor (găurire, lărgire, adîncire, zencuire, alezare, pentru prelucrarea găurilor adînci), pentru filetare, pentru frezare, pentru strunjire (plană, degajări, fină).

Unităţile de lucru pentru prelucrarea găurilor (fig. 17.18) au construcţia cea mai simplă permiţînd realizarea ciclului din figură.

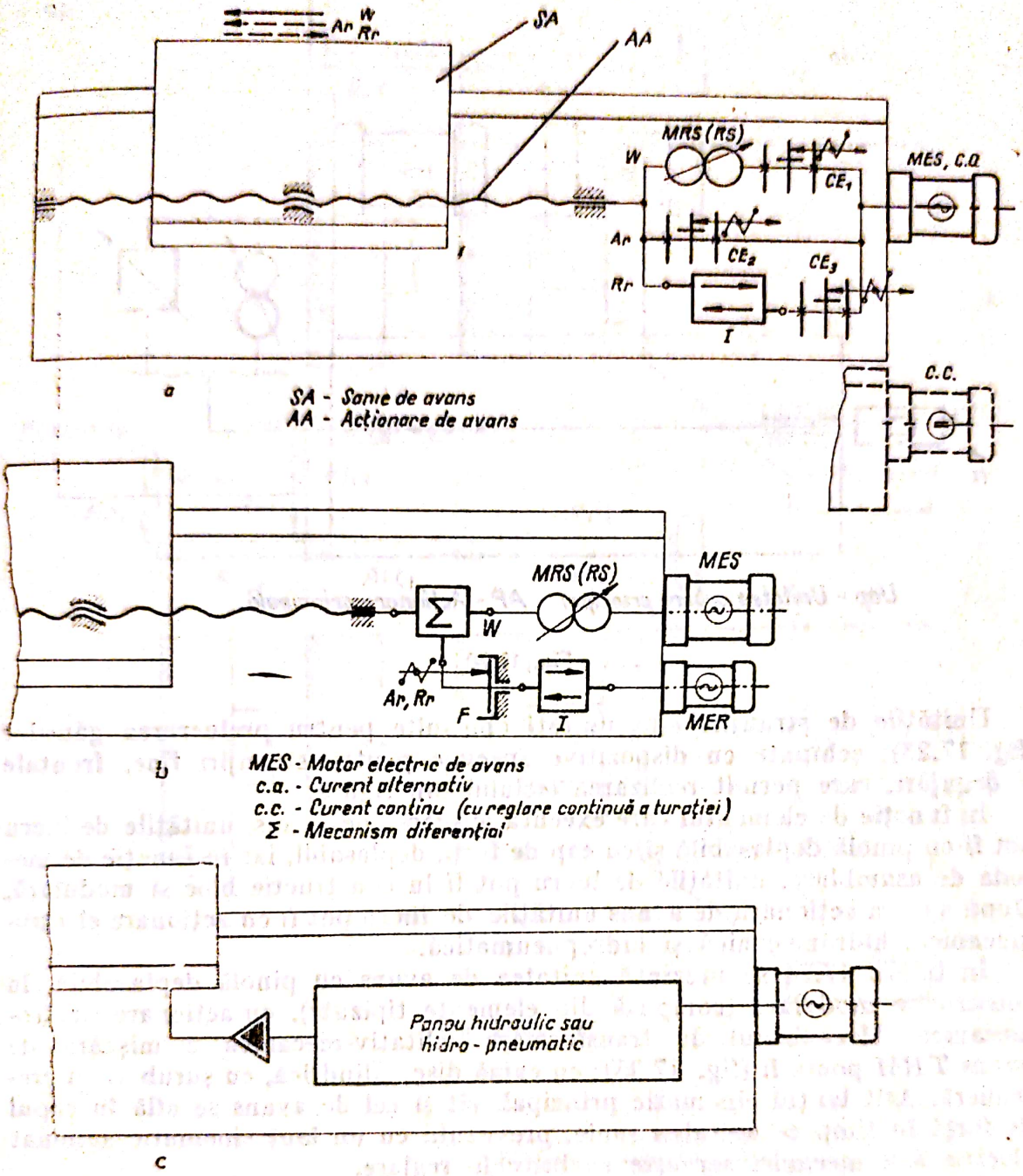
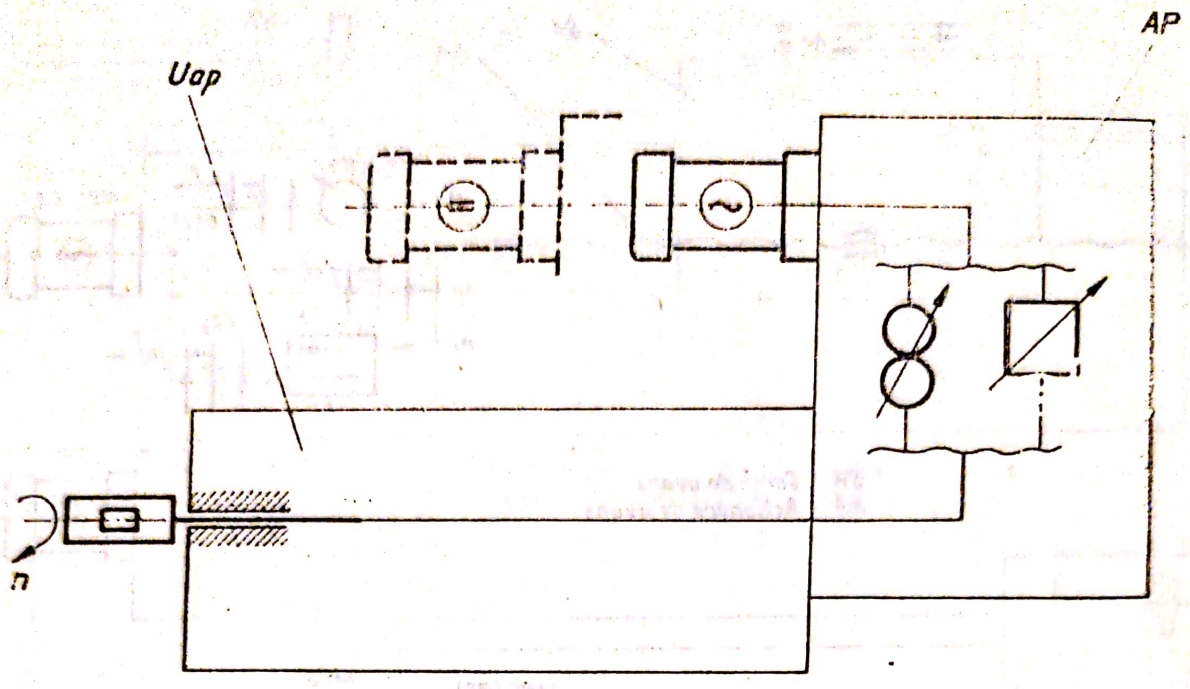


Fig. 17.19

Unitățile de lucru pentru frezare (17.21) trebuie să permită realizarea ciclurilor speciale prezentate în figură, pentru frezarea dintr-o trecere (fig. 17.21, *a*) sau pentru frezarea din două treceri (fig. 17.21, *b*).

Unitățile de lucru pentru prelucrarea găurilor adînci, au o construcție asemănătoare cu cea din figura 17.18. Ele trebuie să permită realizarea ciclurilor repetabile de tip pas cu pas ca în figura 17.22, de curse variabile în timp ceea ce se realizează exclusiv prin construcția sistemului de comandă.

Scanned with OKEN Scanner



Uap – Unitatea arbore principal AP – Acționare principală

Fig. 17.20

Unitățile de strunjire sînt unități obișnuite pentru prelucrarea găurilor (fig. 17.23), echipate cu dispozitive speciale pentru strunjiri fine, frontale și degajări, care permit realizarea ciclului din figură.

În funcție de elementul care execută mișcarea de avans, unitățile de lucru pot fi cu pinolă deplasabilă și cu cap de forță deplasabil, iar în funcție de metoda de asamblare, unitățile de lucru pot fi în construcție bloc și modulară. După natura acționării de avans unitățile de lucru pot fi cu acționare electromecanică, hidromecanică și hidropneumatică.

În figura 17.24 se prezintă unitatea de avans cu pinolă deplasabilă, în construcție modulară (compusă din elemente tipizate), cu acționare electromecanică. Mecanismul de transformare calitativ-mecanică a mișcării de avans *TRM* poate fi (fig. 17.25): cu camă disc, cilindrică, cu șurub și cu cremalieră. Atît lanțul cinematic principal, cît și cel de avans se află în capul de forță în timp ce unitatea sanie, prevăzută cu un lanț cinematic acționat electric sau mecanic, servește exclusiv la reglare.

În figura 17.26 se prezintă unitatea de lucru cu pinolă deplasabilă în construcție modulară, cu acționare hidromecanică sau hidropneumatică. Dacă panoul hidraulic este propriu și încorporat în unitatea de lucru se mai numește și cu panou inclus. În caz contrar se numește cu panou exterior, iar acționarea este centralizată. Acționarea principală este electromecanică, iar cea de avans este hidraulică sau hidropneumatică.

În figura 17.19 și figura 17.20 se prezintă unitățile sanie de avans și cap de forță care compun unități de lucru cu cap de forță deplasabil, în construcție modulară, cu acționarea principală electromecanică, iar acționarea de avans-electromecanică cu lanțuri cinematice independente pentru fiecare mișcare componentă a ciclului (fig. 17.19, *a*) cu mecanism diferențial (fig. 17.19, *b*) și cu acționare hidraulică (fig. 17.19, *c*).

Scanned with OKEN Scanner

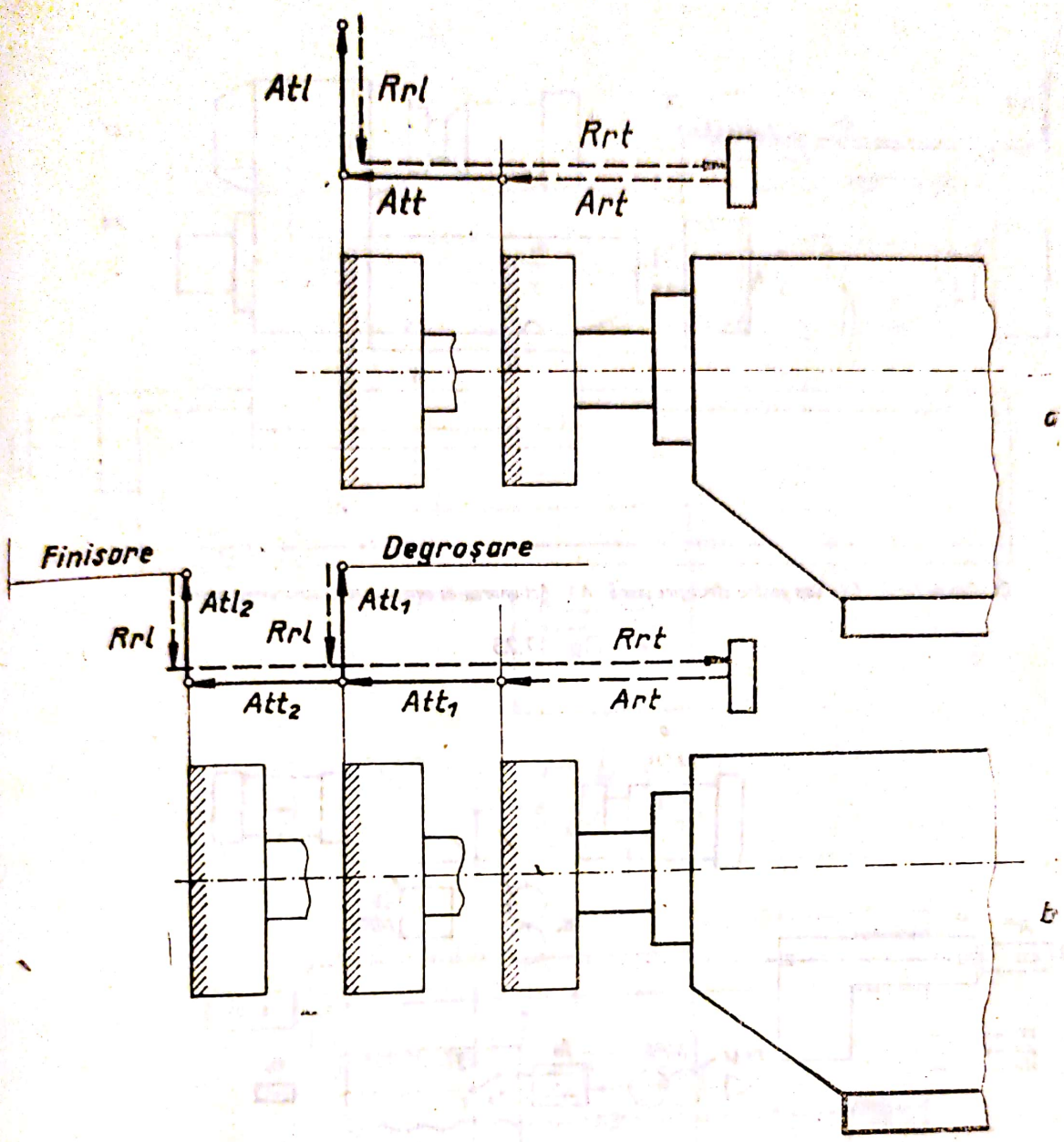


Fig. 17.21

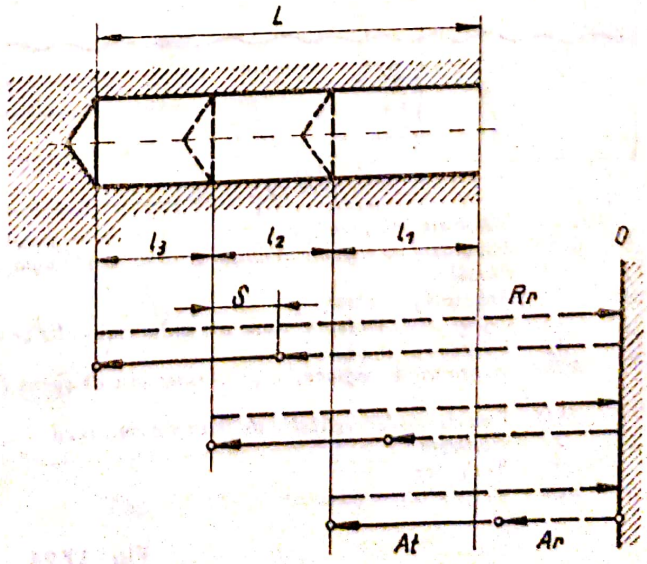
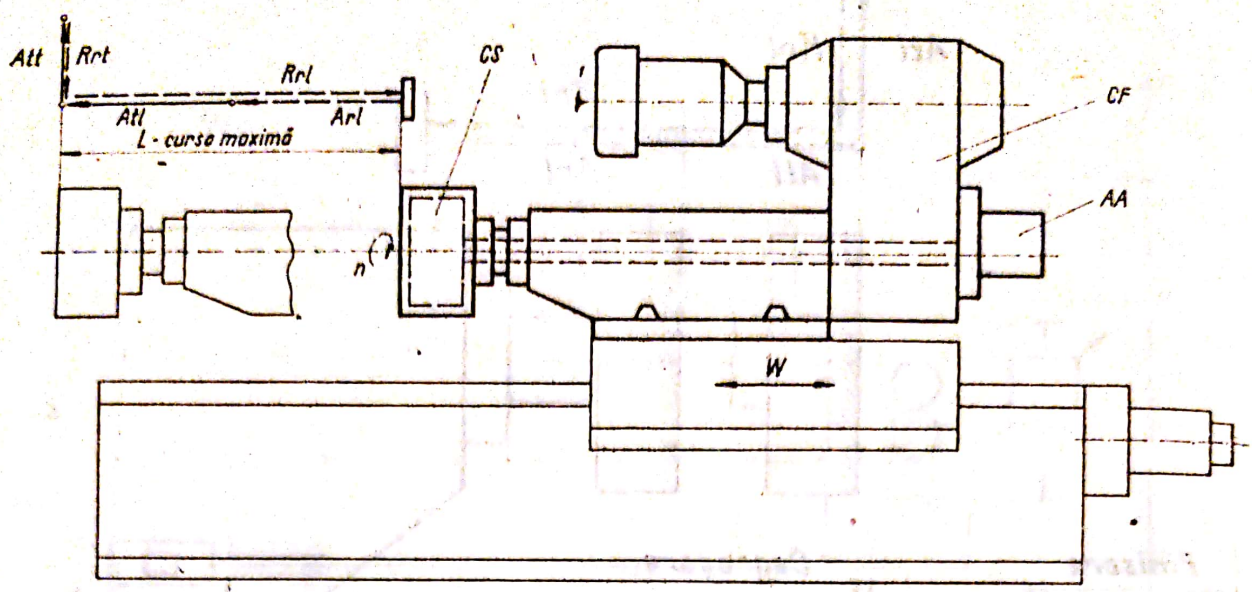


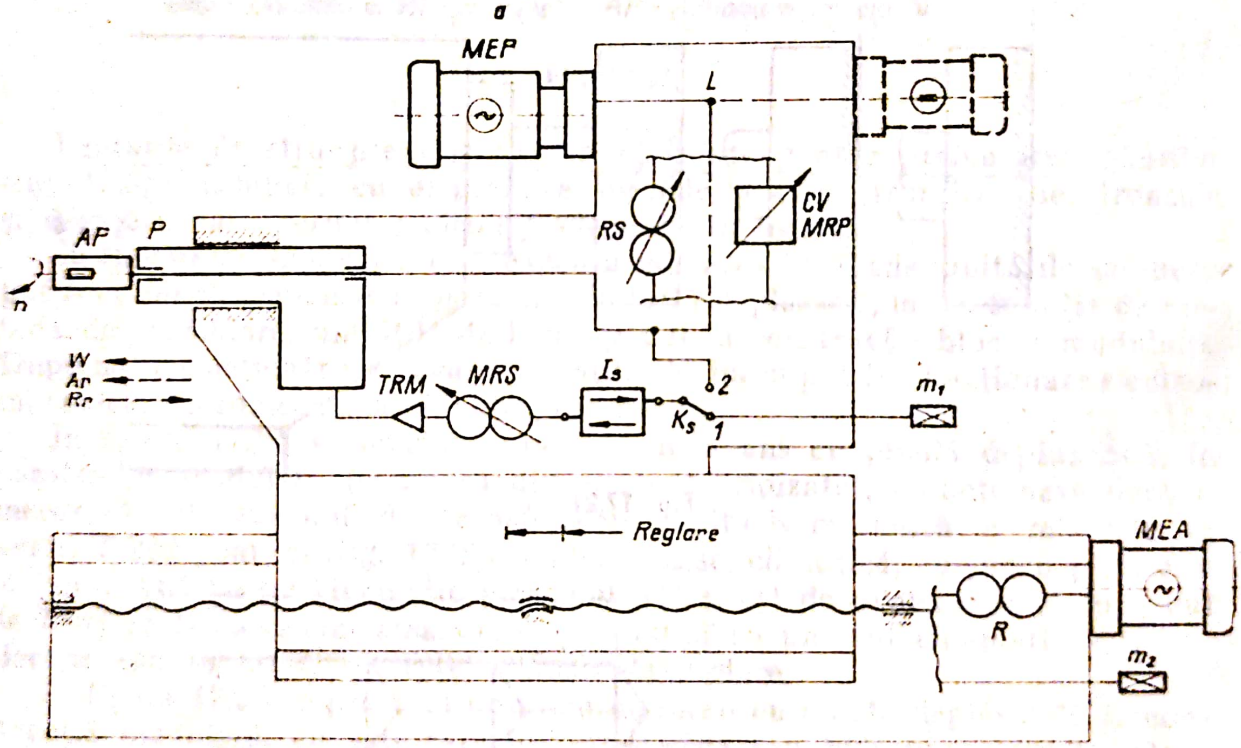
Fig. 17.22

Scanned with OKEN Scanner



CF - Cap de forță CS - Cap pentru strungire plană AA - Acționarea de avans pentru strungirea plană

Fig. 17.23



MEP - Motor electric principal
MRP - Mecanism de reglare în lanțul cinematic principal
P - Pinolă
AP - Arborele principal
K_s - Cuplaj - distribuitor de mișcare în lanțul cinematic de avans
I_s - Inversor de mișcare
MRS - Mecanism de reglare în lanțul cinematic de avans (RS - roți de schimb CV - cutie de viteze)
TRM - Transformator calitativ de mișcare mecanică
m - Manivelă
R - Reductor
MEA - Motor electric auxiliar

Fig. 17.24

Scanned with OKEN Scanner

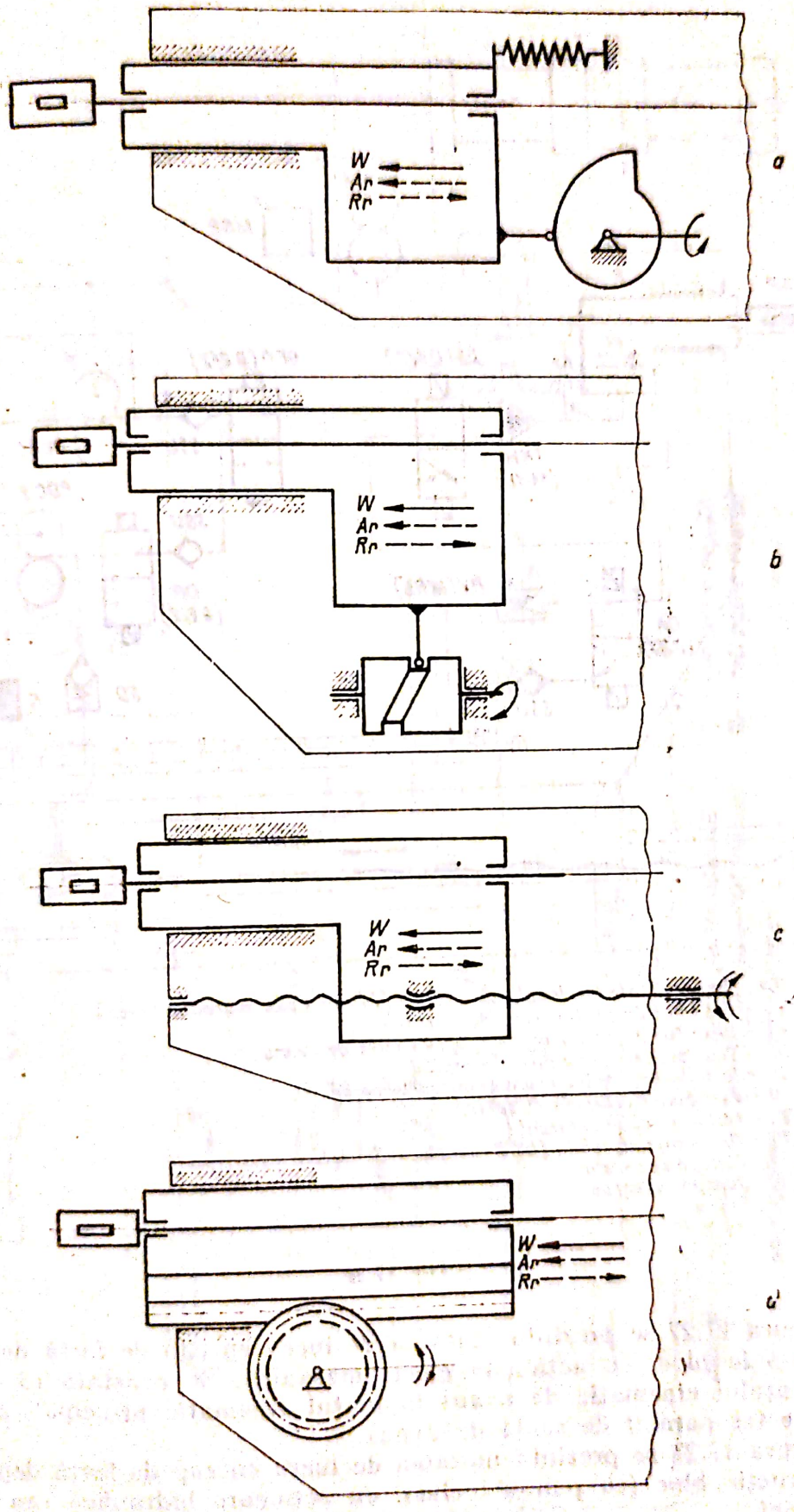
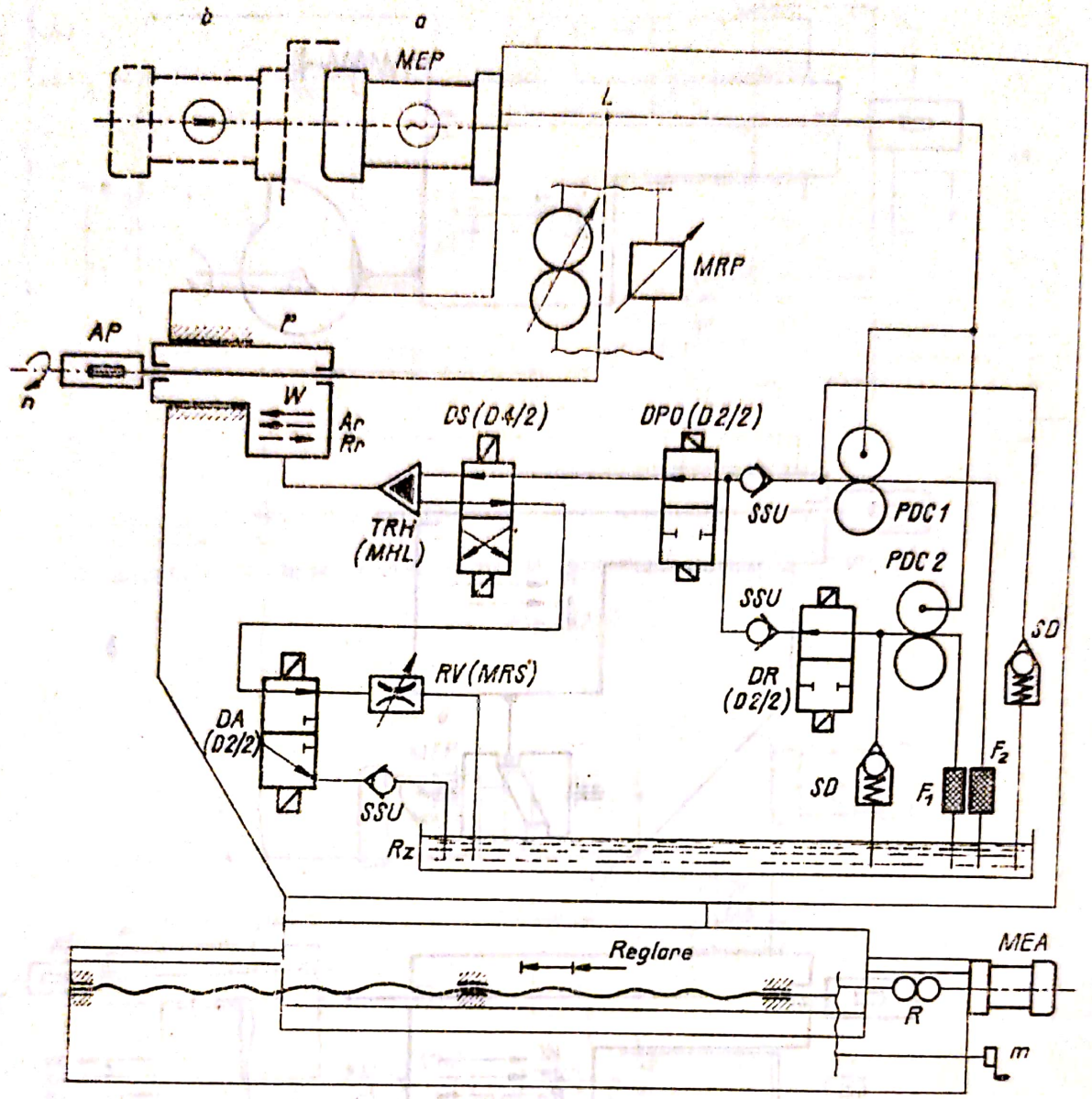


Fig. 17.25

Scanned with OKEN Scanner



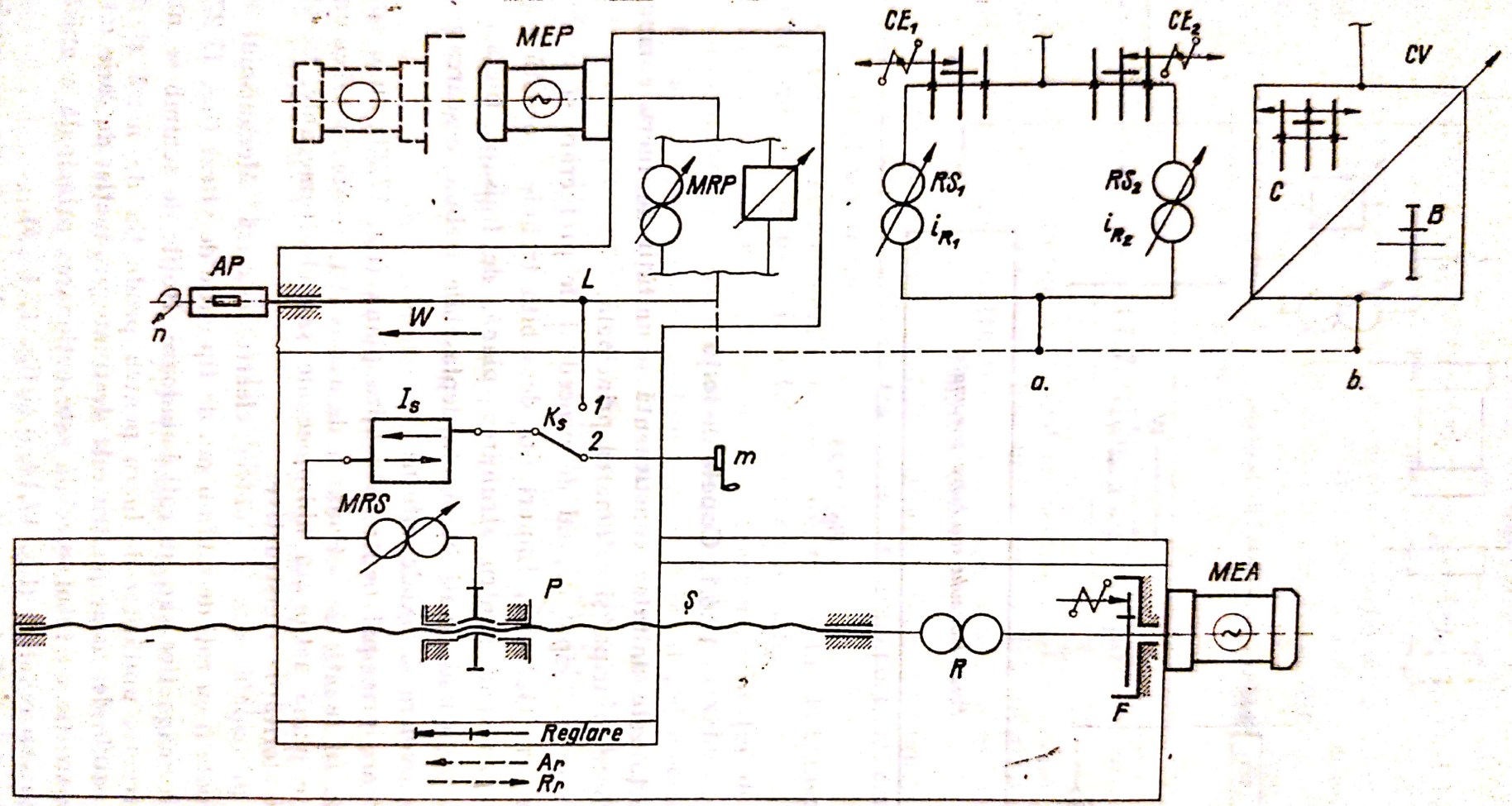
TRH - Transformator hidraulic de energie (MHL - Motor hidraulic liniar)
DS - Distribuitor pentru sens de mișcare
DPO - Distribuitor pentru pornire - oprire mișc. de avans
DR - Distribuitor pentru mișcare rapidă
DA - Distribuitor pentru avans și mișcare rapidă
D - Distribuitor hidraulic cu sertar
PDC - Pompă cu debit constant
RV - Rezistență variabilă (MRS - mecanism de reglare a avansului)
SSU - Supapă de sens unic
SD - Supapă deversoare
F - Filtru

Fig. 17.26

În figura 17.27 se prezintă unitatea de lucru cu cap de forță deplasabil, în construcție bloc, cu acționare electromecanică. Se constată că datorită legării lanțului cinematic de avans la lanțul cinematic principal, capul de forță este inseparabil de sania de avans.

În figura 17.28 se prezintă unitatea de lucru cu cap de forță deplasabil, în construcție bloc (cu panou inclus), cu acționare hidraulică sau hidropneumatică.

Scanned with OKEN Scanner



P - piuliță
S - șurub
F - frînă electromagnetică

CE - cuplaj electromagnetic
C - cuplaj comandat manual
B - bloc balador

Ar - apropiere rapidă
Rr - retragere rapidă

Fig. 17.28

Scanned with OKEN Scanner

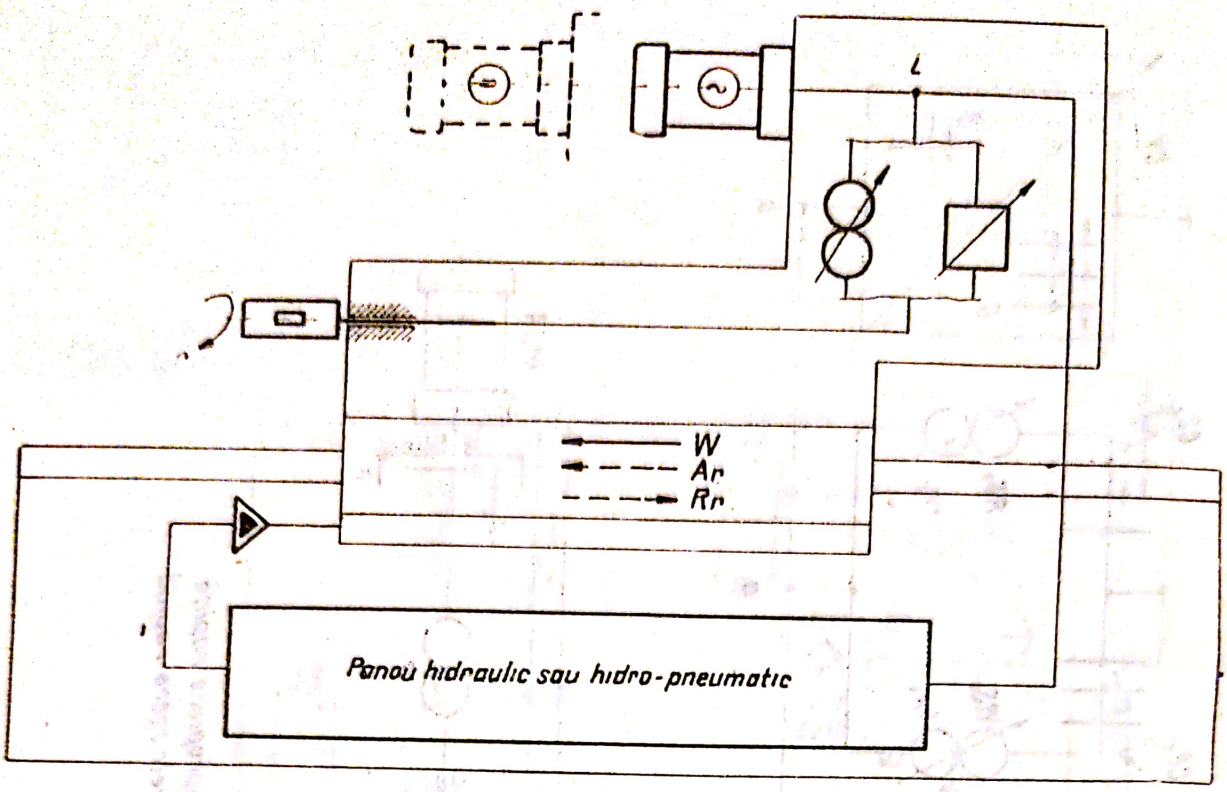


Fig. 17.28

17.6.1. Capete de forță

Capul de forță este unitatea constituentă a unității de lucru compusă din unitatea arbore principal și acționarea principală.

Unitățile arbore principal depind de procedeul de prelucrare și se deosebesc între ele prin lăgăruire. Importanța deosebită trebuie acordată lăgăruirii arborilor principali pentru strunjirea plană, de finisare, filetare și frezare. Arborii principali fixați în pinole deplasabile trebuie descărcați de solicitările la încovoiere și axiale interne.

Unitățile arbore principal pentru strunjire plană (fig. 17.23) au o construcție specială. În funcție de acționarea de avans *AA*, acestea pot fi cu unitate de strunjire plană acționată hidromecanic sau electromecanic, fiecare impunînd particularitățile constructive.

Acționarea principală este de obicei electromecanică. Mecanismul de reglare *MRP* poate fi cu roți de schimb sau de tip cutie de viteze (fig. 17.27), cu cuplaje electromagnetice sau cu roți baladoare. Roțile de schimb se utilizează în construcția unităților de lucru pentru producția de masă și de serie mare, iar cutiile de viteze pentru cele destinate producției de serie mijlocie. De o construcție cu totul specială este acționarea principală a unităților de lucru cu cap revolver (fig. 17.14, *a* și fig. 17.14, *b*).

Pentru prelucrări de finisare, acționarea principală este de tip cu curele.

Scanned with OKEN Scanner

17.6.2. Unităţi sanie

Unitatea sanie susţine capul de forţă şi realizează ciclul de lucru. Ea se compune din sania propriu-zisă şi acţionarea de avans.

Sania propriu-zisă trebuie prevăzută cu astfel de ghidaje care să permită realizarea ciclurilor simple (fig. 17.18) sau a celor compuse (fig. 17.21). Acţionarea de avans poate fi electromecanică cu cuplaje electromagnetice (fig. 17.19, *a*), cu mecanism diferenţial (fig. 17.19, *b*) sau hidromecanică (fig. 17.19, *c*). Mecanismul de reglare *MRS* este de tip roţi de schimb sau un motor de curent continuu.

17.7. Unităţi de transport

Unităţile de transport, transferă semifabricatele succesiv, din post în post, în cazul agregării serie. Ele sînt componentele maşinilor agregate care depind de criteriile constructiv şi tehnologic. Unitatea de transport se compune din batiu, masa şi acţionarea mesei.

Unităţile de transport pot fi clasificate după mai multe criterii, dintre care principalele sînt: forma traiectoriei de transport, mărimea pasului unghiular, felul acţionării.

Ca oricărui lanţ cinematic de devizare, sistemelor de transport li se impun cerinţe ridicate de precizie şi timp de transfer mic.

În funcţie de forma traiectoriei de transport, unităţile de transfer pot fi cu masă liniară, circulară, inelară şi cu tambur, indexabile.

După mărimea pasului unghiular generat în timpul mişcării de transport, unităţile de transfer pot genera: număr întreg de paşi unghiulari, egali între ei şi constanţi; număr întreg de paşi unghiulari, egali între ei şi variabili (reglabili); număr fracţionar de paşi unghiulari, inegali între ei şi variabili. Frecvent se utilizează primele două posibilităţi.

După modul de acţionare a mesei, unităţile de transport pot fi electromecanice, hidromecanice şi hidropneumatice.

Ciclul de lucru al unei astfel de unităţi este următorul: fixarea semifabricatului în dispozitiv, dezindexarea şi deblocarea mesei, transferul, indexarea, blocarea mesei, iar după prelucrare eliberarea piesei din dispozitiv.

După indexare masa trebuie fixată pentru a proteja indexorul contra solicitărilor de încovoiere şi deci pentru menţinerea preciziei indexării, mai ales cînd distribuţia forţelor pe masă este neuniformă.

17.7.1. Mese liniare

Mesele liniare (fig. 17.9, *c*) pe lîngă funcţiunea de transfer, prevăzute cu o construcţie adecvată a acţionării pot fi utilizate şi cu avans continuu pentru mişcarea de avans la frezare. Acţionarea meselor liniare este de obicei hidromecanică, de la un panou central extern.

Scanned with OKEN Scanner

17.7.2. Mese circulare

Mesele circulare (fig. 17.9, *a*, *b*; 17.10; 17.11) pot fi masa circulară propriu-zisă, masă inelară, ambele indexabile şi cu axa verticală de rotaţie şi tamburul indexabil cu axa de rotaţie orizontală. Ele pot fi acţionate electromecanic, hidromecanic şi hidropneumatic.

În figura 17.29 se prezintă masa circulară indexabilă cu acţionare mecanică. Masa *M*, în mişcarea de transport (transfer), este acţionată de electromotorul *ME*, angrenajul melcat, manivela *CF* şi rola acesteia prin crucea de Malta *CM*. Indexarea se realizează de către indexul conic *I* sub acţiunea arcului, în bucşele conice *BC*, montate în masă, cîte una în fiecare poziţie indexabilă. Pentru menţinerea preciziei de divizare, mai ales pentru încărcări neuniforme în posturile de lucru, masa se blochează cu ajutorul elementului de blocare *EB*, acţionat de pana *P*, şi arcul corespunzător. Dezindexarea se produce sub acţiunea camei frontale *CF*, prin rola indexului *I*. Deblocarea se produce prin acţiunea camei *CD* asupra sistemului de pîrghii *SP* care acţionează pana *P*, ceea ce permite deplasarea în sus a elementului *EB* sub acţiunea arcului. O altă intrare, posibilă a fi utilizată pentru o altă antrenare, este arborele *A*. Datorită forţelor de inerţie mari ce iau naştere la rotire, astfel de mese circulare se construiesc pentru diametre exterioare maxime de 1 000 mm. Acest tip de masă circulară realizează un număr întreg de paşi

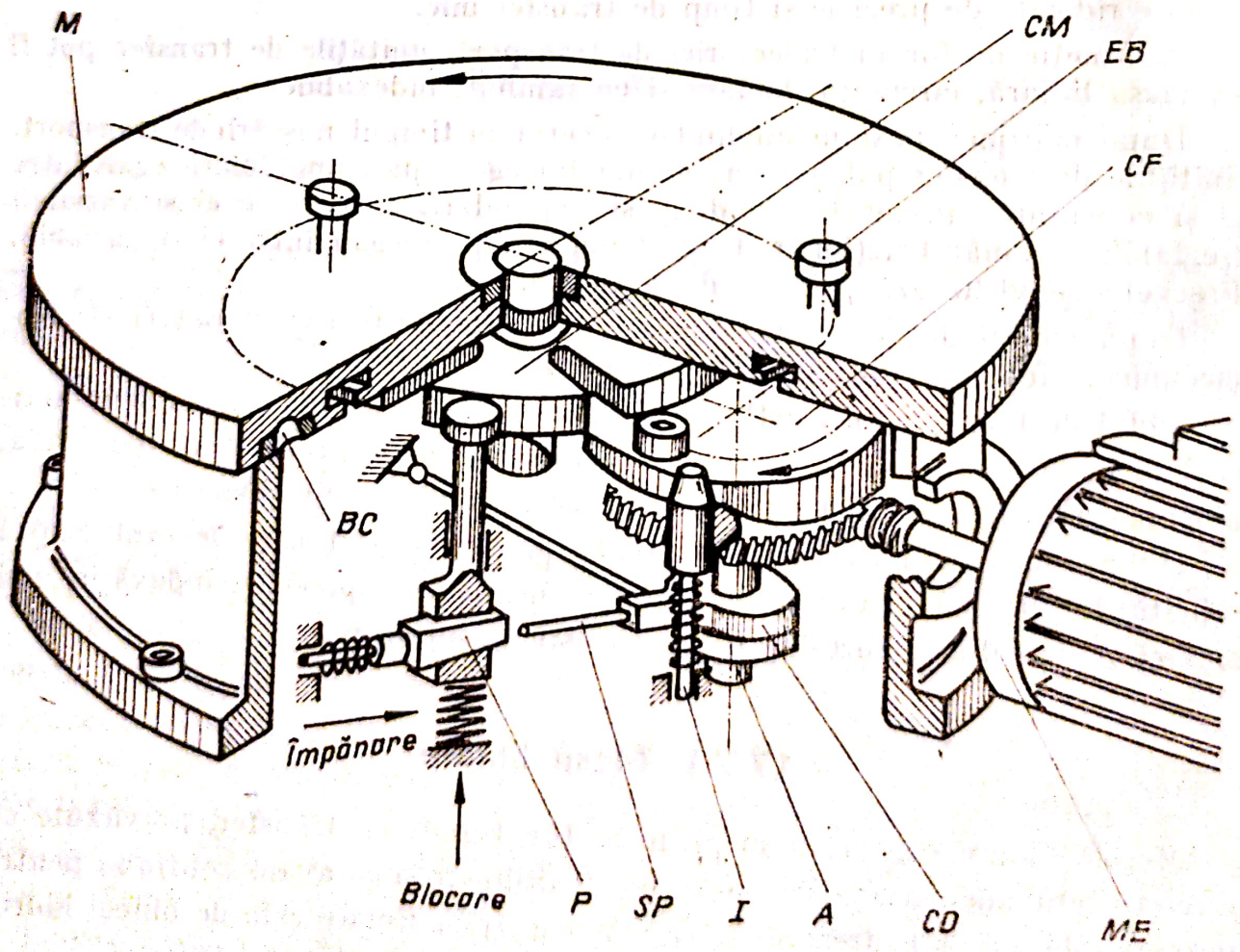


Fig. 17.29

Scanned with OKEN Scanner

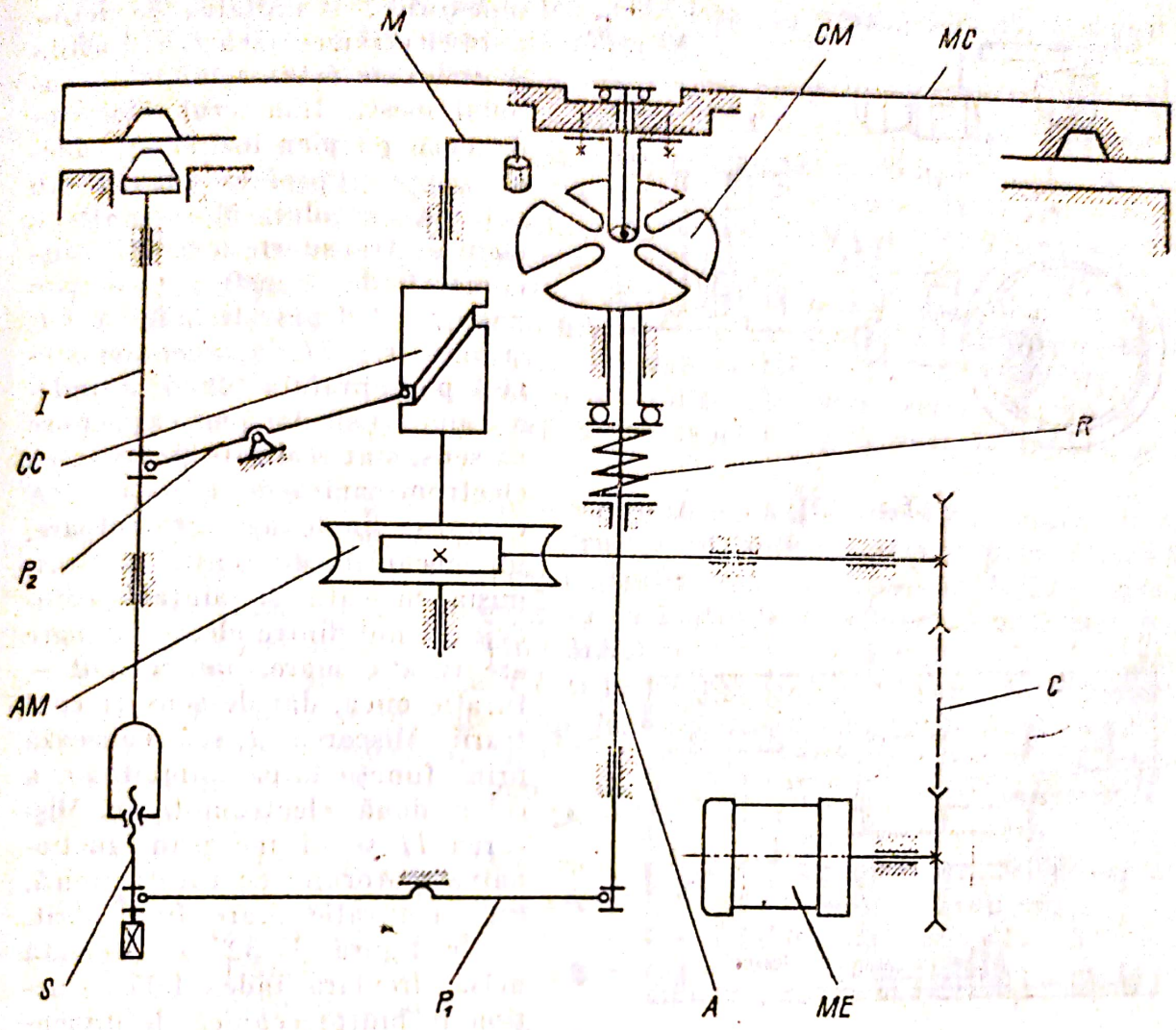


Fig. 17.30

unghiulari, egali între ei și constanți. Din acest punct de vedere masa se utilizează în componența mașinilor-agregate pentru producția de serie mare și masă.

În figura 17.30 se prezintă schema cinematică a mesei circulare indexabile *MC* cu structură mecanică, de diametre mari și pentru piese grele. Mecanismul de divizare utilizat, pentru generarea mișcării de transport a mesei, este un mecanism cu cruce de Malta, cu angrenare exterioară, crucea *CM* fiind fixată pe arborele *A* al mesei rotative. Mișcarea de indexare a indexului *I* este generată de mecanismul cu camă cilindrică *CC*. Dependența mișcării de ridicare a mesei *MC*, de pe ghidajul circular de sprijin, de cea de dezindexare se realizează prin sistemul de pîrghii *S*, P_1, *A*, ridicarea mesei fiind produsă de către arcul *R*.

În figura 17.31 se prezintă masa circulară indexabilă cu structura mecanică care oferă un număr întreg de pași unghiulari, egali între ei și variabili (reglabili). Datorită acestui fapt se utilizează în compunerea mașinilor-agregate pentru producția de serie mică și mijlocie, necesitînd reglaje ale valorii și numărului pașilor unghiulari. Unitatea se compune din masa *MC*, batiul *B*,

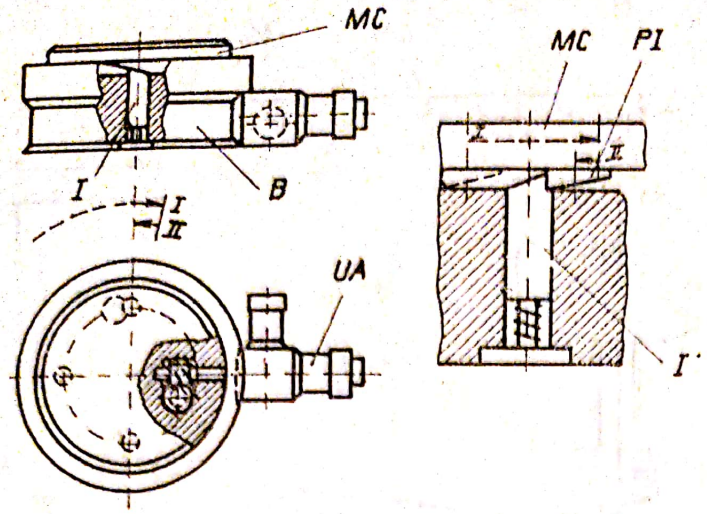


Fig. 17.31

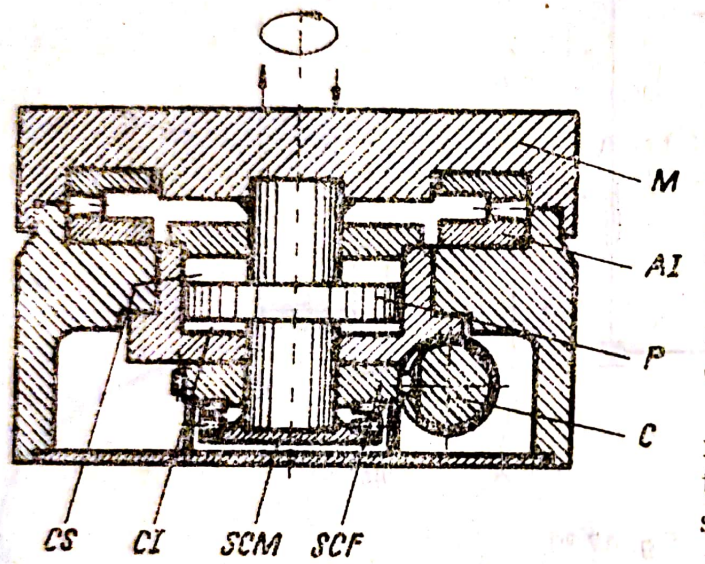


Fig. 17.32

indexorul *I* şi unitatea de acţionare electromecanică *UA*. Pastila de indexare este reglabilă în canalul mesei. Indexorul *I* dezindexează pe plan înclinat şi indexează pe suprafaţa plană, sub acţiunea arcului. Masa, într-un ciclu de transport, execută mişcarea *I* de transfer, prin care pastila *PI* depăşeşte indexorul *I*, şi mişcarea *II* de indexare precisă pe suprafaţa plană a indexorului *I*. Cele două mişcări, opuse ca sens, sînt realizate de unitatea electromecanică de acţionare *UA* compusă din două electromotoare, un mecanism diferenţial şi transmisia melcată şi dinţată cilindrică. Unul dintre electromotoare are turaţie mare, iar celălalt — turaţie mică, dar de sensuri contrarii. Mişcarea *I* se realizează prin funcţionarea simultană a celor două electromotoare. Mişcarea *II* se obţine prin funcţionarea motorului cu turaţie mică, cel cu turaţie mare fiind oprit.

În figura 17.32 se prezintă masa circulară indexabilă cu acţionare hidromecanică de dimensiuni mari, cu diametru exterior maxim de 1800 mm, pentru piese grele. Timpul total de transfer la aceste mese este mai mare decît la cele cu acţionare mecanică. Principial, acţionarea hidraulică constă în utilizarea tijei pistonului drept cremalieră care angrenează cu pinionul, fixat pe arborele mesei. Datorită greutăţii mari a mesei şi semifabricatelor cu dispozitivele de fixare a acestora, iau naştere forţe mari de frecare pe ghidajele circulare de sprijin care ar conduce la uzura prematură a acestora sau chiar la distrugerea lor prin gripare. În scopul eliminării acestor neajunsuri, înaintea rotirii pentru transfer, masa este ridicată de pe ghidaje. Indexarea este de tip cuplaj cu dantură frontală. Acest mod de indexare permite realizarea unui număr întreg de paşi unghiulari, egali între ei şi constanţi.

Introducînd uleiul în camera inferioară *CI* a cilindrului hidraulic de ridicare şi indexare, masa *M* este ridicată, angrenajul *AI* de indexare decuplat, iar cuplajul *SCF* şi *SCM* de rotire — cuplat. Cremaliera *C* a cilindrului hidraulic produce rotirea mesei. La sfîrşitul rotirii, uleiul este introdus în camera superioară *CS* care produce decuplarea cuplajului *SCF—SCM* şi cuplarea angrenajului *AI* de indexare, prin coborîrea mesei pe ghidajele circulare de sprijin. Cum roata dinţată *SCF* este liberă pe tija pistonului, cilindrul hi-

Scanned with OKEN Scanner

draulic cu cremaliera C va putea fi deplasat în poziţia iniţială. Pistonul P se roteşte, în cilindru, odată cu masa M.

Pentru mese de diametre mici, construcţia poate fi realizată şi cu structură pneumatică.

În figura 17.33, *a* se prezintă schema cinematică hidromecanică a mesei circulară indexabilă. Motorul hidraulic MHI serveşte la indexare-dezindexare, ridicare-coborîre a mesei, iar motoarele hidraulice MHR — la rotirea ei. După dezindexarea şi ridicarea mesei M, prin pîrghia P, se produce cuplarea cuplajului SCM-SCF prin intermediul transmisiilor pinion-cremalieră CI-RD-CC. Rotirea mesei M în mişcarea de transport se produce prin deplasarea motorului hidraulic MHR, cremaliera CR, pinionul semicuplaj SCF, cuplajul SCF-SCM şi angrenajul AG. Mişcările opuse celor descrise se realizează prin deplasarea inversă a pistoanelor motoarelor hidraulice MHI şi MHR.

În figura 17.33, *b* se prezintă varianta nouă a schemei cinematice de mai sus, utilizată în special în construcţia maşinilor agregate pentru montaj. Motorul hidraulic MHA serveşte pentru rotirea mesei, iar MHI — pentru indexare. Masa MC este prevăzută cu bolţurile B, cîte unul în fiecare post. Deplasarea pistonului cilindrului MHA prin cremaliera-pinion CR-Pn, braţul cu rola M, pîrghia P, culisa CL şi furca F produce mişcarea de transport a mesei. Indexarea se produce prin deplasarea pistonului cilindrului articulat MHI, care prin poziţiile C, S, G şi SG produce retragerea culisei CL şi deci furcii de antrenare F. Ca urmare motorul MHA şi furca de antrenare F revin în poziţia iniţială.

În figura 17.34 se prezintă masa circulară indexabilă cu acţionare pneumomecanică. Principial, acţionarea este similară celei hidraulice din figura 17.32. Se utilizează pentru acţionarea meselor de diametre mici (sub 500 mm). Timpul de transfer total al acţionării pneumatice este cu mult mai mic decît cel al acţionării hidraulice.

Aerul introdus în camera cilindrului CC, ridică masa M cu 0,8...1 mm de pe ghidajul conic de sprijin G, cu o forţă de 4000...5000 daN, necesară învingerii forţei arcurilor disc AD. După ridicare se conectează cilindrul pneumatic de rotire, a cărui tijă, solidară cu cremaliera C, roteşte masa. Indexorul I, de tip neacţionat, prevăzut cu plan înclinat dispus tangenţial faţă de masă, este apăsat de însăşi masa şi se ascunde, forţat, în locaşul lui realizîndu-se astfel dezindexarea. În momentul rotirii mesei, cînd orificiul bucşei a ajuns în dreptul lui, sub acţiunea arcului, indexul I produce indexarea. Apoi, sensul de mişcare al mesei este schimbat, bucşa de centrare este presată pe index şi astfel este eliminat jocul dintre index şi alezajul bucşei. După indexare, masa este coborîtă şi fixată pe ghidaje. Transmiterea mişcării de la bucşa B la masa M se face prin frecare pe placa de presiune P. În starea coborîtă pe ghidaj, între masa M şi placa de presiune P există un joc de ordinul zecimilor de mm. Ca urmare după coborîrea mesei pe ghidaj, cilindrul pneumatic cu cremaliera C revin în poziţia iniţială, fără să antreneze masa. Acest mod de indexare permite realizarea unui număr întreg de paşi unghiulari, egali între ei şi constanţi.

Scanned with OKEN Scanner

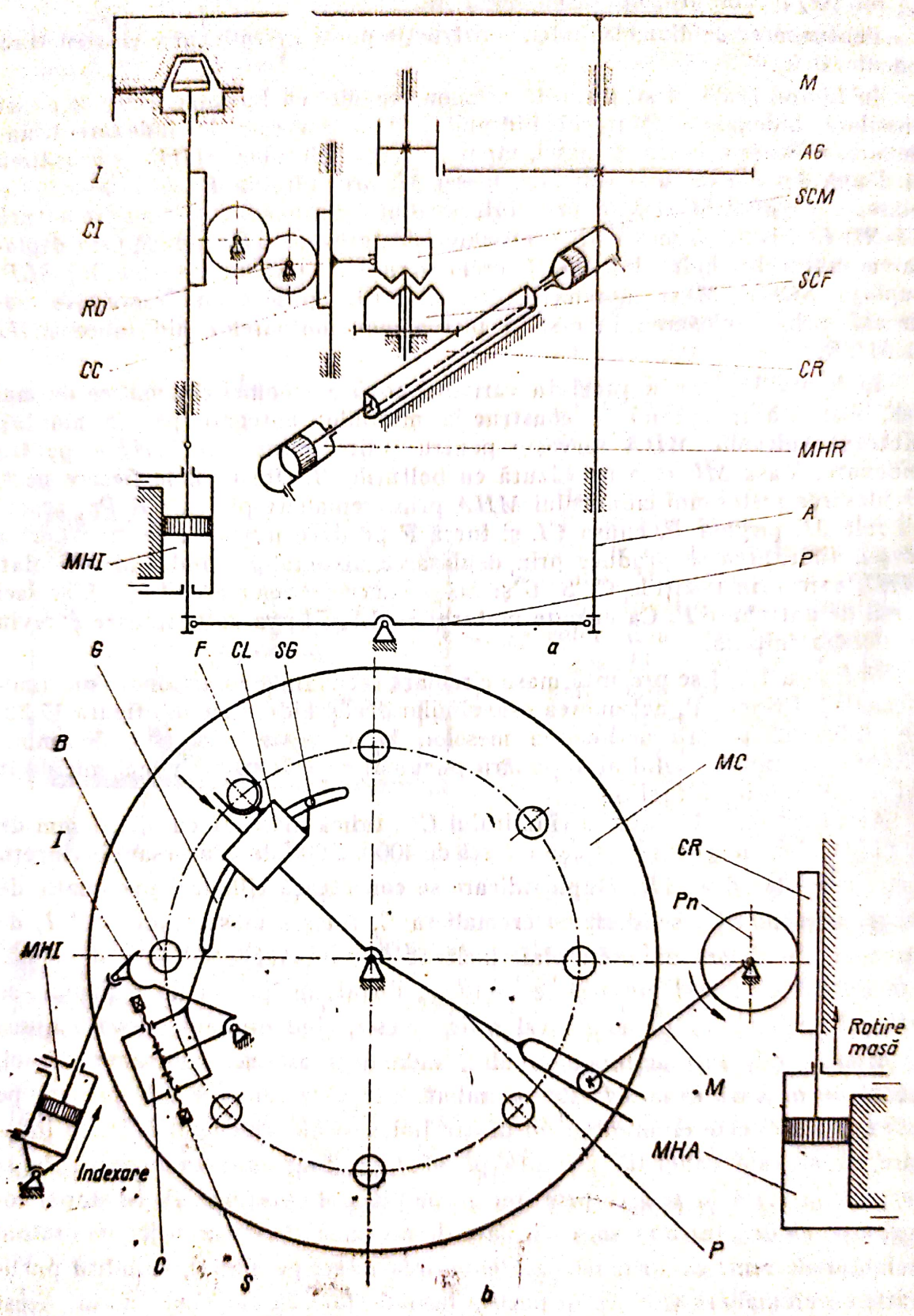

M
AG
SCM
SCF
CR
MHR
A
P
I
CI
RD
CC
MHI
G
F
CL
SG
a
B
I
MHI
MC
CR
Pn
Rotire masă
M
MHA
P
Indexare
C
S
b

Fig. 17.33

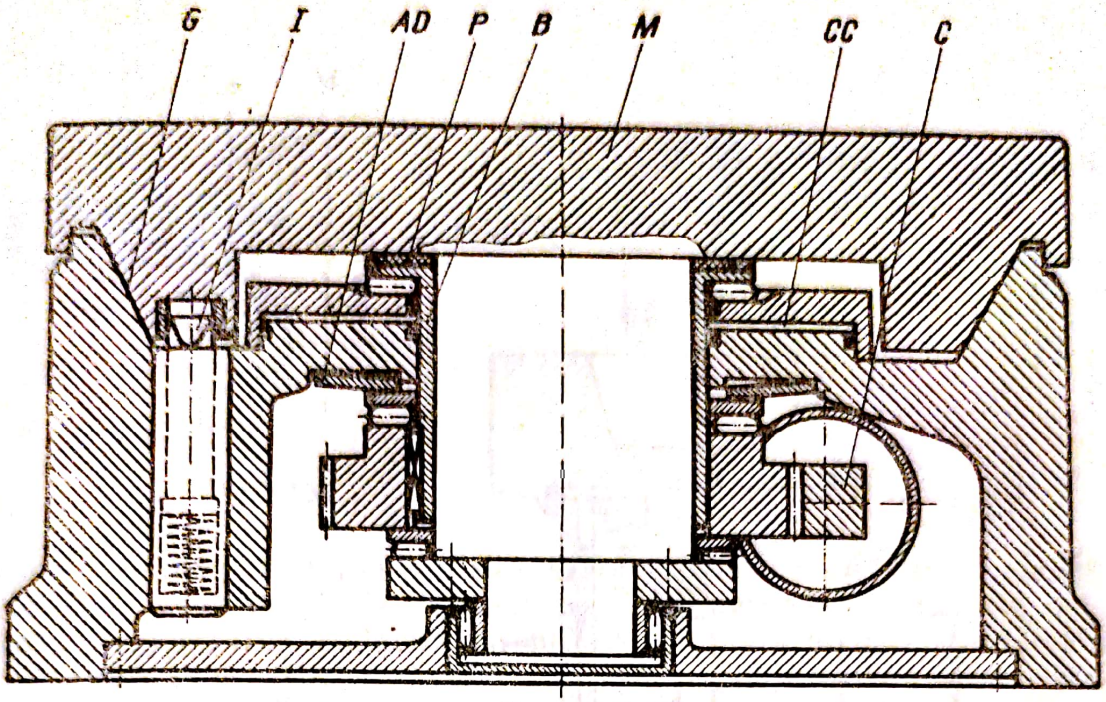


Fig. 17.34

17.7.3. Tamburi indexabili

Spre deosebire de mesele circulare, tamburii au axa de rotaţie orizontală. În figura 17.35 se prezintă tamburul indexabil, cu acţionare mecanică. Mecanismul de divizare este de tip cruce de Malta. Astfel de sisteme de transport se folosesc la maşini agregate mici.

Mişcarea angrenajului melcat AM este transmisă, prin braţ şi rolă, crucii de Malta CM, fixată rigid pe arborele tamburului T, care execută mişcarea de transport. Indexarea se realizează de indexul I acţionat de cama cilindrică CC. Indexul I, prevăzut cu două suprafeţe înclinate, produce indexarea prin pătrunderea între ştifturile cilindrice SC, ce se află pe periferia discului D, solidar cu tamburul T.

Diametrul obişnuit al tamburului este de 400...600 mm.

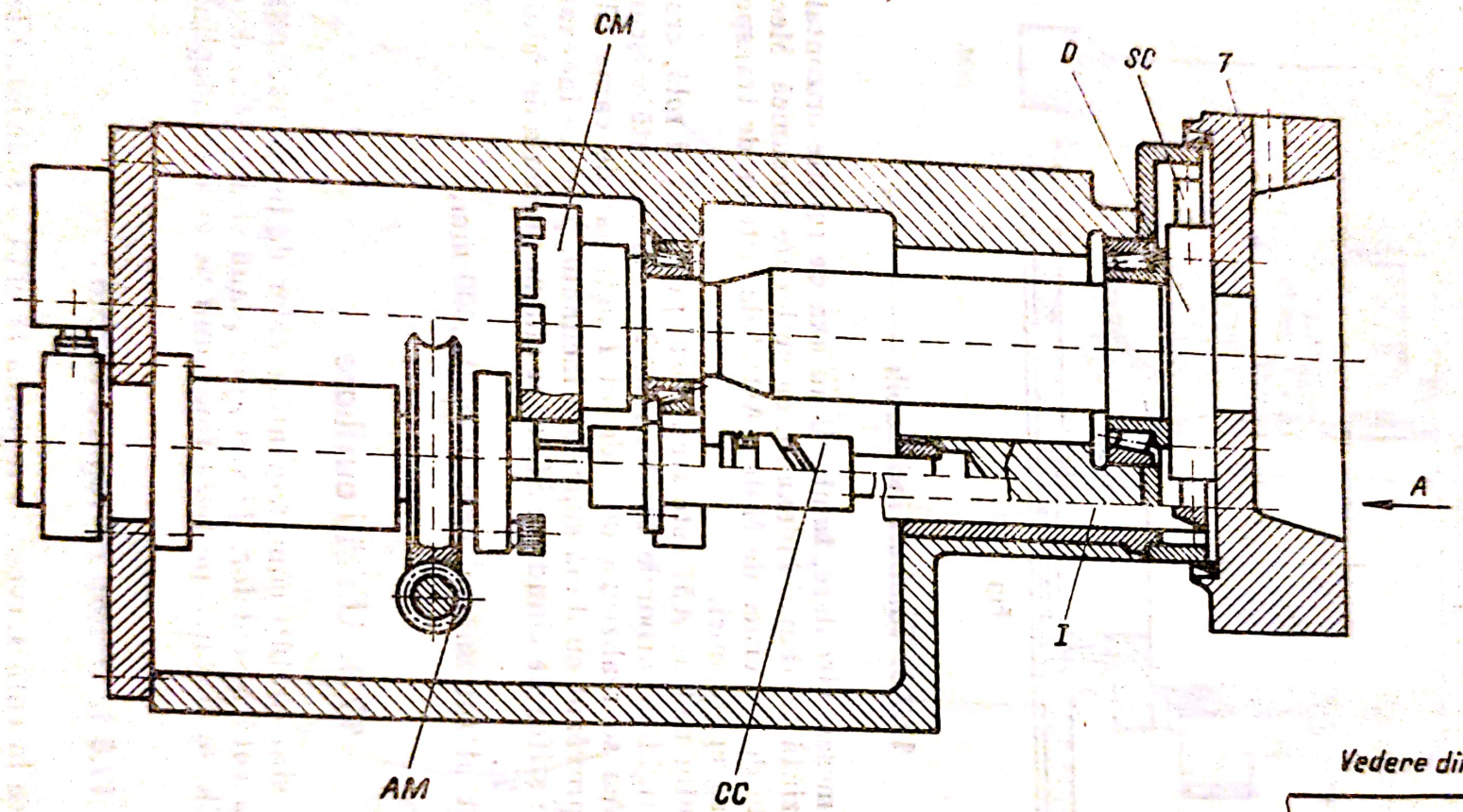
17.8. Unităţi auxiliare

Unităţile auxiliare sînt unităţi complementare celor de lucru, îndeplinind funcţiuni de reglare la cotă a sculelor, de strunjire plană şi degajări, de control şi de comandă. Ele se clasifică pe baza funcţiunii pe care o îndeplineşte.

17.8.1. Unităţi de reglare la cotă

Unităţile de reglare la cotă servesc la reglarea la cotă a sculelor. Ele sînt incluse în arborele principal constituind, împreună cu acesta, o unitate independentă (fig. 17.23). Unităţile de reglare la cotă se utilizează, în special,

Scanned with OKEN Scanner



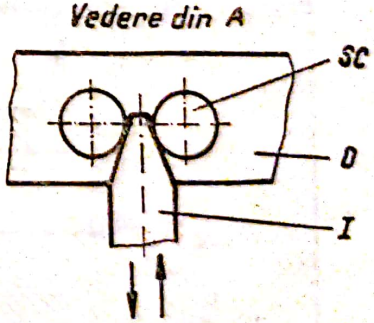


Fig. 17.35

Scanned with OKEN Scanner

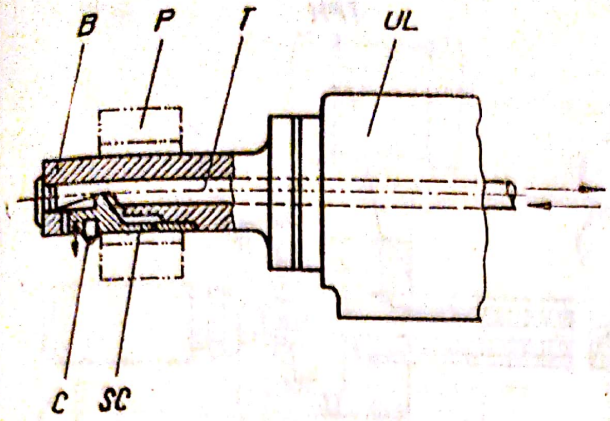


Fig. 17.36

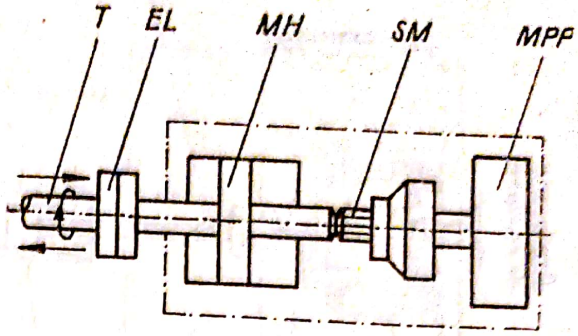


Fig. 17.37

pentru strunjirea de finisare a alezajelor. Astfel de unităţi se montează pe unităţi de lucru cu pinolă deplasabilă. În figura 17.36 se prezintă o bară pentru strunjire fină, reglabilă absolut la cotă. Bara permite strunjirea fină a alezajelor şi degajărilor circulare. Precizia reglării vîrfului sculei este de ordinul micronilor de mm.

Reglarea tăişului sculei se realizează prin deformarea elastică a suportului *SC* al cuţitului, realizat ca o placă elastică din oţel. Bara de strunjit *B* este fixată pe unitatea cu pinolă deplasabilă *UL* şi poartă cuţitul *C*, care este fixat în placa elastică *SC*. Reglarea adîncimii de aşchiere se realizează cu ajutorul planului înclinat al barei *T*. După realizarea prelucrării, pentru ca tăişul să nu deterioreze suprafaţa prelucrată, cuţitul trebuie adus în poziţia iniţială, prin deplasarea barei *T* în sens invers, înainte de revenirea unităţii de lucru. O altă posibilitate este fixarea, pe bară, a unui cuţit suplimentar, care la retragerea unităţii să execute finisarea, iar primul cuţit să execute degroşarea.

În figura 17.37 se prezintă sistemul de reglare la cotă electro-mecanic a unei bare de strunjire fină, ca în figura 17.36. Construcţia unui astfel de sistem constă din motorul pas cu pas *MPP* care acţionează şurubul micrometric *SM*, care constituie limitator rigid la deplasarea spre dreapta a pistonului hidraulic *MH*, legate rigid cu bara de tragere *T*, rotitoare în elementul de legătură *EL*. Cilindrul hidraulic este alimentat continuu cu ulei sub presiune. Pentru avansarea sculei este alimentată camera din stînga, iar pentru retragerea ei este alimentată camera din dreapta a cilindrului hidraulic. Astfel tija din dreapta a pistonului *MH* urmăreşte deplasarea şurubului micrometric *SM*.

În figura 17.38 se prezintă un sistem de reglare la cotă pneumo-hidromecanic a tăişului cuţitului la un cap de alezat. La acest sistem, mişcarea de reglare se execută sub acţiunea presiunii aerului comprimat, variabilă continuu în intervalul 0...4 bari. Sistemul constă din alimentatorul pneumatic rotativ *APR*, traductorul pneumo-hidraulic *TPH* care este fixat pe arborele principal *AP*, conducta hidraulică *CH* şi bucşa elastică *BE* de tip burduf cu care se solidarizează port-scula. Impulsul pneumatic este transformat de traductorul *TPH* în impuls hidraulic, trimis prin conductă şi orificiile din carcasă în bucşa elastică *BE*, precum şi în camera superioară *CS* din capul acesteia.

Scanned with OKEN Scanner

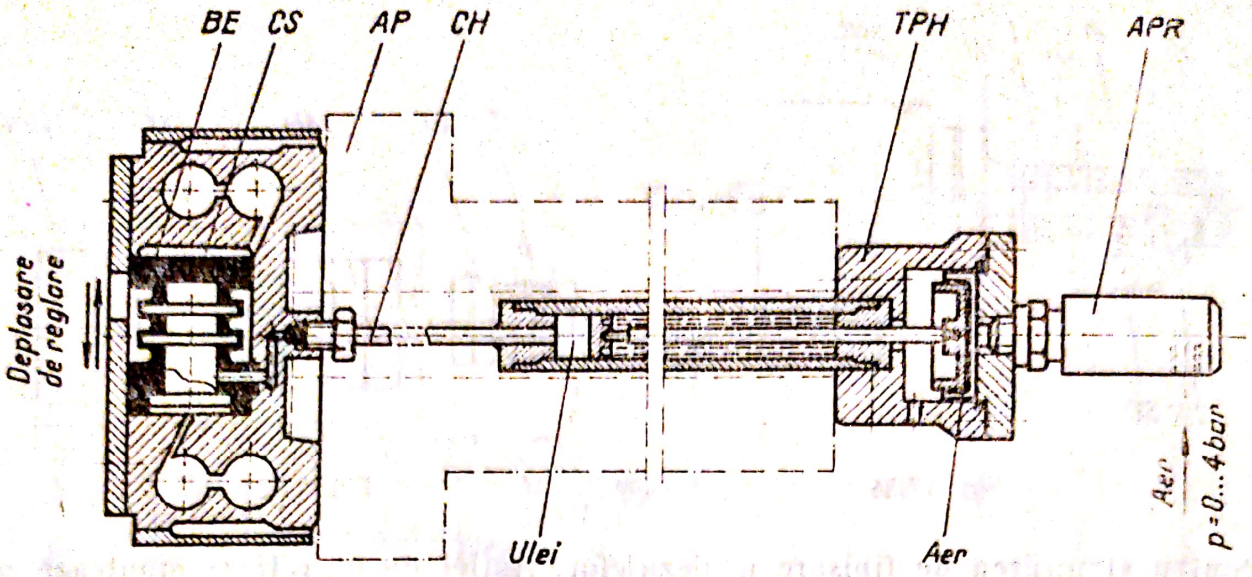


Fig. 17.38

Deformarea elastică a bucşei *BE* este proporţională cu presiunea uleiului din camera *CS*. Creşterea presiunii aerului realizează mişcarea de reglare a cuţitului, iar reducerea ei — revenirea cuţitului în poziţie iniţială. La retragere, uleiul este absorbit în camera cilindrului hidraulic. Sistemul necesită aer comprimat la presiune stabilizată.

17.8.2. Unităţi de strunjire plană

Unităţile de strunjire plană servesc la prelucrarea suprafeţelor plane şi degajărilor interioare prin strunjire. Ele sînt incluse în arborele principal constituind, împreună cu acesta, o unitate independentă (fig. 17.23). Aceste unităţi se montează pe unităţi de lucru cu pinolă deplasabilă. Unităţile pentru strunjirea plană pot fi mecanice şi hidraulice.

În figura 17.39, *a* se prezintă schema cinematică a unităţii de strunjire plană. Mişcarea de avans radială a saniei port-cuţit *SR* se obţine prin cremalierele identice rectangulare *CR* şi *CA*, pinionul *Pn*, tija *T*, elementul de legătură *EL*, de la motorul hidraulic *MH*. Şuruburile *S* servesc pentru reglarea lungimii cursei saniei *SR*. În figura 17.39, *b* se prezintă schema cinematică a aceleiaşi unităţi, dar cu mecanism de antrenare de tip cremaliere rectangulare conjugate, cu dinţi înclinaţi. Sania port-cuţit *SR* este solidară cu cremaliera *CR*, iar tija *T* cu cremaliera *CA*.

Unităţile de strunjire plană servesc la strunjirea suprafeţelor plane, degajărilor şi prelucrarea găurilor înfundate. După construcţie, acestea sînt hidraulice şi mecanice.

La unităţile mecanice pentru strunjire plană (fig. 17.40), mişcarea saniei port-cuţite *SR* se obţine prin angrenajul a două cremaliere conjugate, cu dantură înclinată, dispuse rectangular, una *CR* solidară cu sania port-cuţite, cealaltă *CA* solidară cu tija de tragere *T*.

Scanned with OKEN Scanner

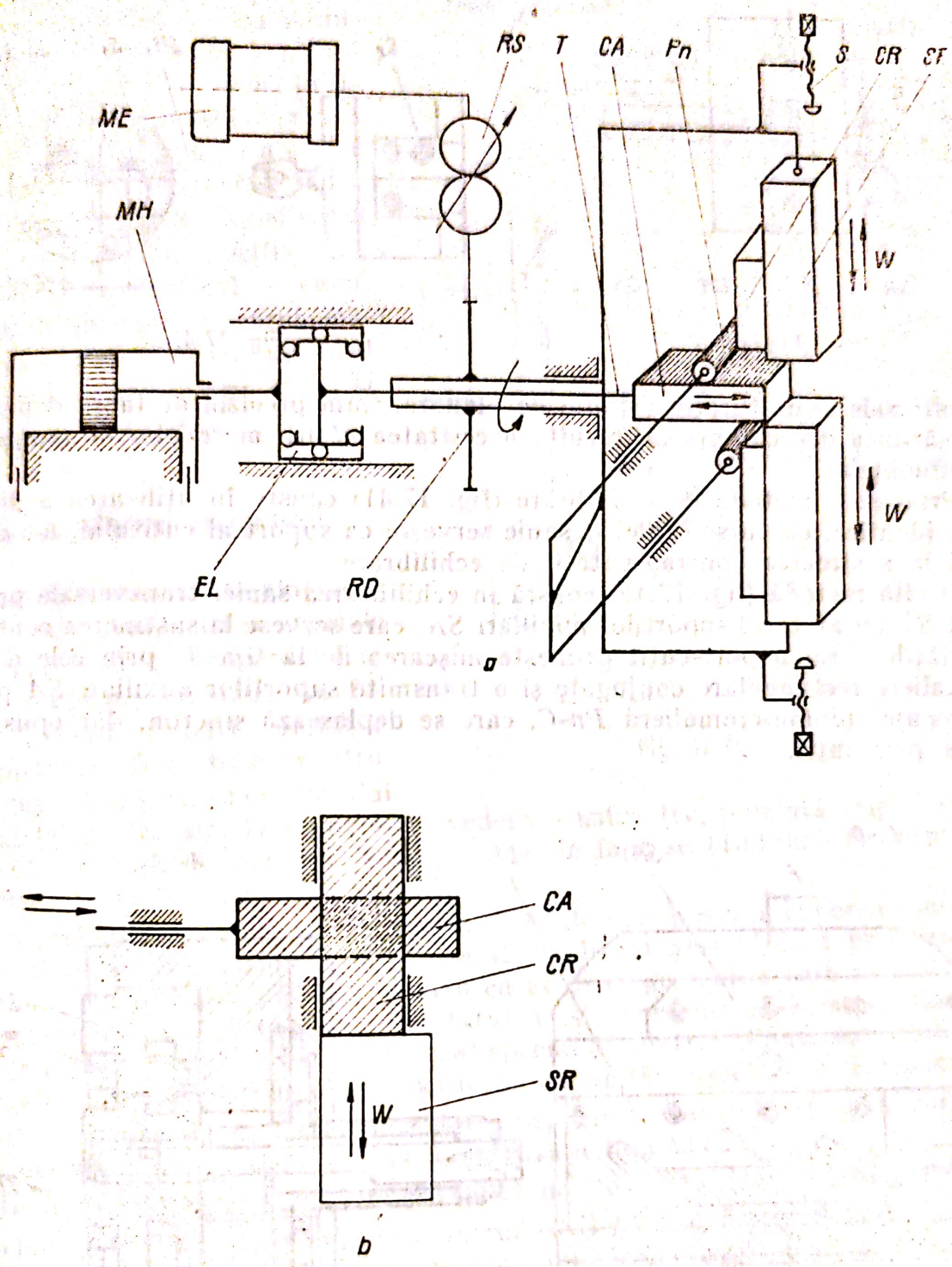


Fig. 17.39

O altă posibilitate de realizare a mișcării saniei transversale *SR* constă în utilizarea a două cremaliere rectangulare identice, între care mișcarea se transmite prin intermediul unui pinion; cremalierele sînt fixate ca în figura 17.39, *a*.

La strunjirea plană, prin mișcarea radială a saniei transversale se realizează un dezechilibru masic, a cărui mărime depinde de cursa radială a saniei

Scanned with OKEN Scanner

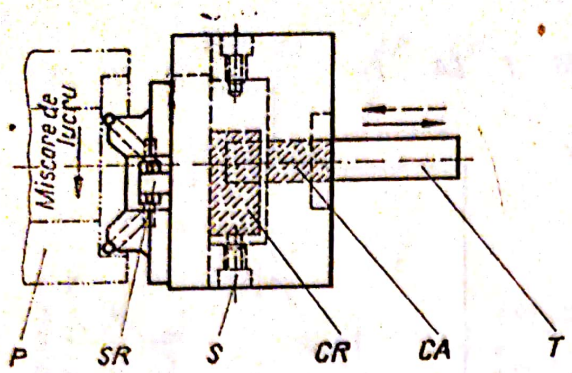


Fig. 17.40

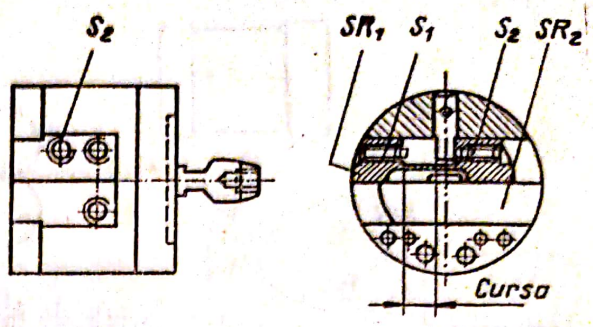


Fig. 17.41

transversale și de turația capului de planare. Cum precizia de lucru depinde de mărimea dezechilibrului, rezultă necesitatea găsirii metodelor de reducere a influențelor.

Principala metodă de echilibrare (fig. 17.41) constă în utilizarea a două sănii identice, cu curse egale. O sanie servește ca suport al cuțitului, iar cealaltă la susținerea contragreutății de echilibrare.

O altă metodă (fig. 17.42) constă în echilibrarea saniei transversale port-cuțit *ST* cu ajutorul suporților auxiliari *SA*, care servesc la susținerea contragreutăților. Sania port-cuțit primește mișcarea de la tija *T*, prin cele două cremaliere rectangulare conjugate și o transmite suporților auxiliari *SA* prin angrenajul pinion-cremalieră *Pn-C*, care se deplasează sincron, dar opus cu sania port-cuțit.

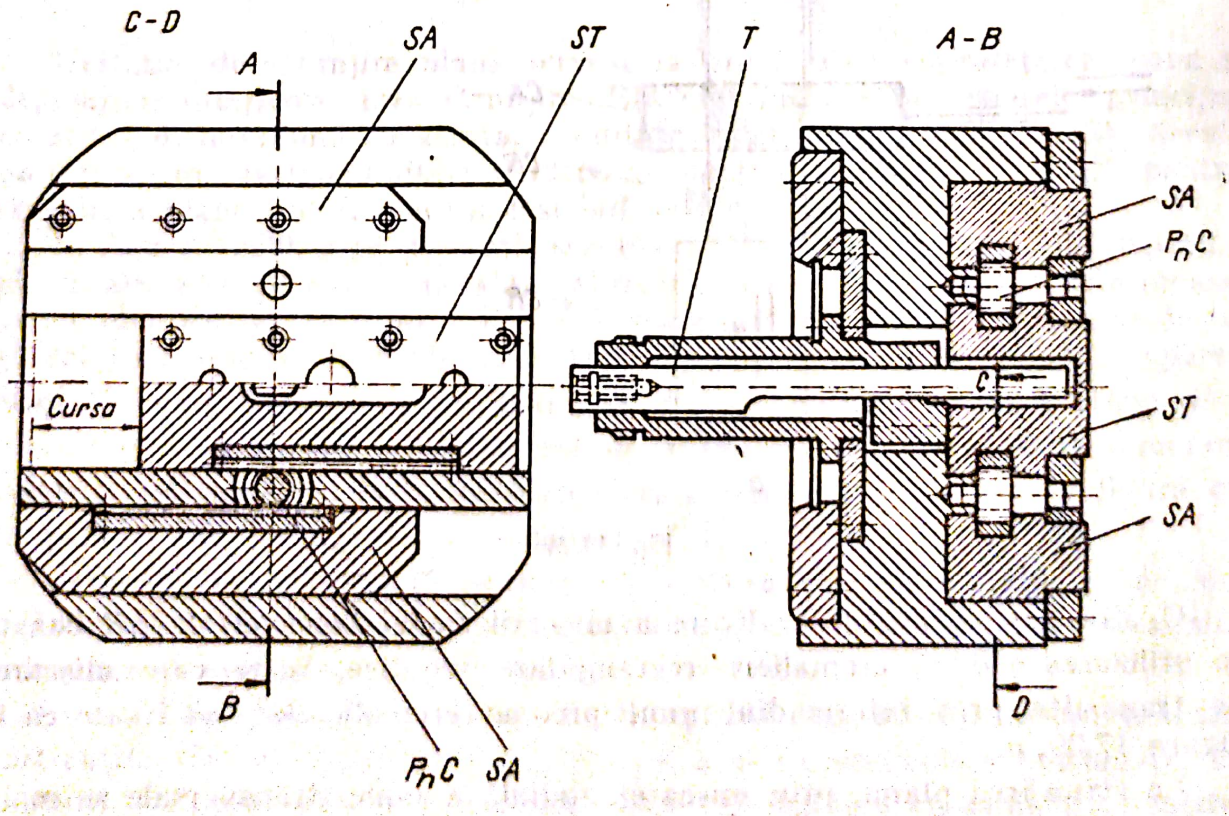


Fig. 17.42

În figura 17.43 se prezintă unitatea hidraulică pentru strunjire plană. În poziția de bază „*a*" gaura centrală *GC* a saniei port-cuțit *ST* poate fi adusă coaxială cu arborele principal, cu ajutorul tamburului micrometric TM_1 și piuliței de reglaj PR_1. La sfîrșitul cursei de planare, poziția „*b*", pistonul *P* a realizat o cursă radială de planare, a cărui mărime este reglabilă cu ajutorul tamburului micrometric TM_2 și piuliței de reglaj PR_2.

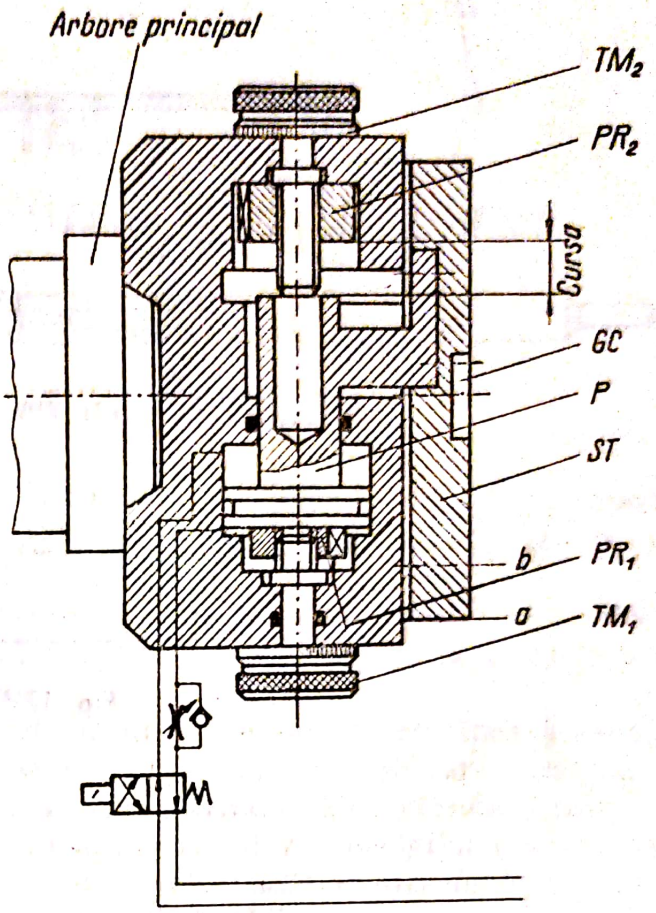


Fig. 17.43

17.8.3. Unități de control

Unitățile de control sînt constituite din dispozitive speciale pentru controlul prelucrărilor și se montează pe unități sanie. În funcție de scopul urmărit, unitățile de control pot fi destinate controlului ruperii sculelor și controlului suprafeței prelucrate. Din punct de vedere constructiv, prezintă importanță unitățile de control a ruperii sculelor, care de fapt se utilizează frecvent în construcția mașinilor-unelte agregate.

La prelucrarea alezajelor pe mașini agregate este posibilă ruperea sculelor ca burghie, alezoare, tarozi etc. în piesă. Datorită acestui fapt prelucrările ulterioare nu mai sînt posibile, pentru că ar distruge sculele care ar urma să prelucreze alezajul respectiv. Constatarea și prevenirea acestor situații se face prin controlul piesei într-un post special de control. Controlul pe mașini agregate în astfel de cazuri se efectuează cu unități ajutătoare, echipate cu dispozitive speciale de control. Aceste dispozitive controlează prin contact mecanic rigid și avertizează prin semnalizare luminoasă.

În figura 17.44 se prezintă un astfel de dispozitiv de control a ruperii sculelor. Tija palpatoare *TP* este introdusă în alezajul de controlat. Dacă aceasta întîlnește o rezistență, ca de exemplu vîrful rupt al unui burghiu sau o adîncime mai mică a găurii, atunci bucșa de conducere *BC* este deplasată spre dreapta prin comprimarea arcului *A*. Tija *T* este deplasată spre dreapta și atinge tija *TMI* a microîntrerupătorului *MI*. Tija *T* se deplasează pînă cînd inelul de protecție *IP* atinge carcasa, protejînd contactele microîntrerupătorului de distrugere. Deplasarea în continuare a tijei *TP*, duce la deplasarea tijei *T* în bucșa de conducere *BC*, comprimînd arcul *R*. Arcul *R* trebuie să dezvolte o forță mai mare decît cea a microîntrerupătorului.

Scanned with OKEN Scanner

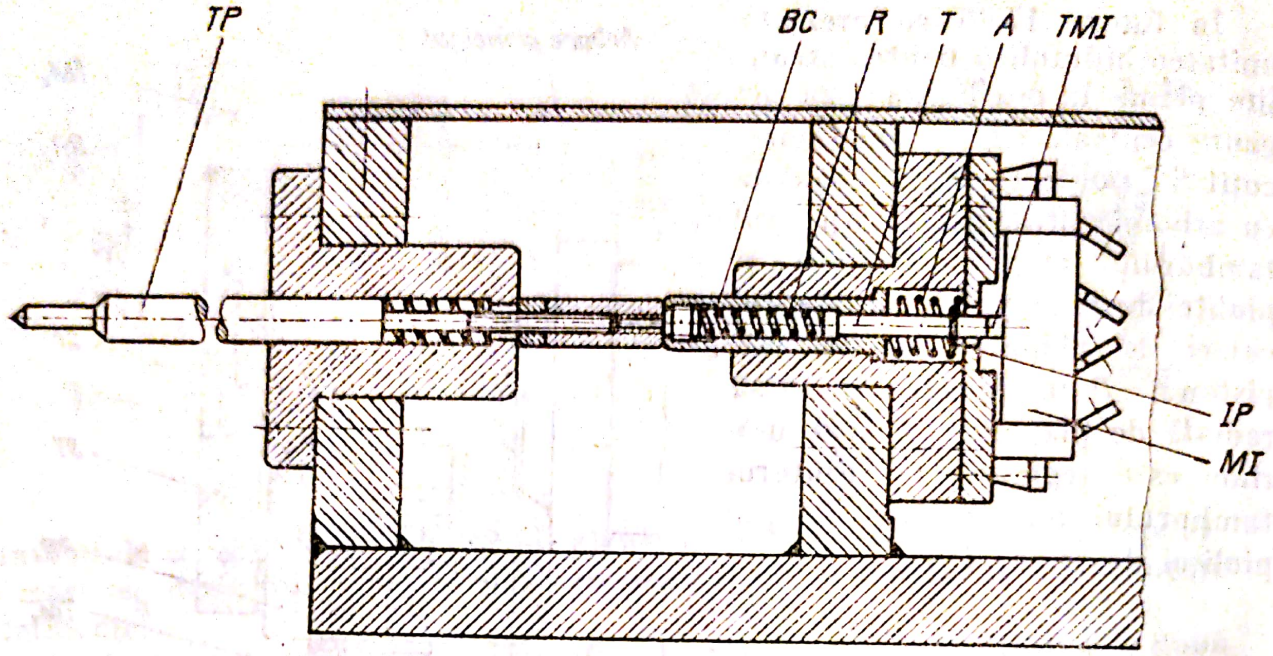


Fig. 17.44

Scanned with OKEN Scanner

18

INCERCAREA ŞI EXPLOATAREA MAŞINILOR-UNELTE

18.1. Încercarea maşinilor-unelte

Pretenţiile tot mai ridicate ce se impun maşinilor-unelte, fac necesară prescrierea unor condiţii pe care acestea trebuie să le satisfacă, pentru ca utilizarea lor să fie acceptată.

O primă etapă în încercarea maşinilor-unelte îşi are începutul în cel de-al treilea deceniu al acestui secol, cînd G. Schlesinger elaborează primele prescripţii privind precizia geometrică.

În prezent aceste norme, indicînd măsurătorile care se efectuează asupra maşinilor cu precizarea metodelor şi a mijloacelor de verificare, precum şi toleranţele în care trebuie să se încadreze mărimile, sînt standardizate.

Aceste probe constau în controlul dimensional al maşinilor-unelte, verificări ale preciziei de poziţionare a diferitelor organe principale în stare de repaos şi ale preciziei deplasării organelor mobile.

Verificările incluse în standarde sînt obligatorii pentru toate întreprinderile producătoare de maşini-unelte şi ele se execută asupra fiecărei maşini în parte. Rezultatele măsurătorilor trebuie să se încadreze în limitele stabilite, iar valorile efectiv măsurate se înscriu în caietul de sarcini. Pe baza acestor date se efectuează recepţia de către beneficiar.

Standardele impun verificări ale paralelismului sau ale perpendicularităţii arborilor principali în raport cu ghidajele sau cu masa maşinii, controlul bătăii radiale şi axiale, a rectilinităţii deplasării organelor mobile etc.

Instrumentele utilizate în măsurători sînt: nivele cu bulă de aer, comparatoare, minimetre, calibre lamă, cale plan-paralele, rigle de verificare, echere, dornuri de control, punţi de verificare, prisme, stative şi console pentru comparatoare, piese martor pentru controlul suprafeţelor etc.

Probele de verificare a preciziei geometrice, deşi pot constitui o bază în aprecierea calităţii execuţiei maşinii, nu dau totdeauna rezultate concludente privind comportarea maşinii în funcţionare.

Pentru îmbunătăţirea performanţelor produselor şi îmbunătăţirea calităţii lor, producătorii de maşini-unelte trebuie să execute şi alte verificări specifice sau generale, care să permită luarea de măsuri pentru eliminarea deficienţelor şi ridicarea calitativă a fabricaţiei.

La rîndul său, beneficiarul, pus în situaţia de a opta în alegerea maşinii-unelte potrivite specificului producţiei, poate efectua unele verificări asupra utilajelor şi, în unele cazuri, impune producătorului pretenţiile sale.

Unele încercări, deşi nestandardizate, au devenit uzuale şi constituie, în unele cazuri, factori hotărîtori în aprecierea calităţii maşinilor-unelte.

În cele ce urmează vor fi enumerate o parte din aceste probe.

Scanned with OKEN Scanner

a) Verificarea bunei funcționări a comenzilor. Se execută în mod curent atît la producător cît și la beneficiar. Se verifică funcționarea mașinii în întreaga gamă de turații și avansuri, modul în care răspunde comenzilor primite prin sistemele mecanice sau electrice, cuplarea și decuplarea la timp a cupelor electromagnetice, funcționarea și precizia limitatorilor de cap de cursă etc.

b) Verificarea prin piesa de probă.

Este o verificare standardizată și se efectuează în condiții prescrise privind regimul de așchiere, materialul și dimensiunile piesei. Calitatea mașinii se apreciază după erorile piesei finisate.

c) Verificările ergonomice. Urmăresc realizarea unor mașini care să solicite în măsură cît mai redusă din punct de vedere fizic și nervos. Se stabilesc eforturile pe care trebuie să le depună muncitorul pentru efectuarea diferitelor operații (pornire, oprire, schimbări de turații și avansuri, deplasări manuale pentru poziționarea subansamblelor, strîngerea și desprinderea piesei etc.), poziția muncitorului în timpul lucrului, gradul de atenție pe care îl solicită diferite operații etc.

d) Verificări asupra zgomotului produs de mașina-unealtă. În afara efectelor nocive pe care le are asupra omului, zgomotul este un criteriu de apreciere a calității execuției. Totodată zgomotul produs de mașinile-unelte poate da unele indicații asupra vibrațiilor. La mașinile-unelte în lucru se disting zgomote produse de organele mașinilor și zgomote produse de procesul de așchiere. Bineînțeles că, prin încărcarea mașinilor în cadrul procesului de așchiere, zgomotul produs de organele mașinii se accentuează.

Se mai pot distinge gomote cu caracter permanent și zgomote produse prin unele comenzi. Din prima categorie fac parte zgomotele produse de angrenaje, de rulmenți, de frecarea organelor în mișcare cu aerul etc.; iar din cea de-a doua zgomotele produse prin anclanșarea și declanșarea electromagneților, a cuplajelor electromagnetice, de căderea culegătoarelor pe came, de mecanismele cu clichet etc.

Sursele acestei a doua categorii de zgomote sînt ușor de stabilit. Pentru zgomotele permanente se efectuează verificări ale nivelului de zgomot pentru toate turațiile, precum și ridicarea curbei nivelului de zgomot în spectrul de frecvență. Aceste verificări pot stabili organele mașinii care produc zgomot fie printr-o execuție neîngrijită, fie prin uzură.

Astfel, un angrenaj, la care cele două roți au pasul de bază puțin diferit roduce un zgomot accentuat, de frecvență egală cu frecvența de intrare în, contact a dinților, adică cu produsul dintre numărul de dinți al unei roți și turația ei.

e) Verificări asupra rigidității statice.

Urmăresc stabilirea cedării elementelor mașinii prin forțele ce apar în timpul așchierii. Forțele, de valori cunoscute, se aplică progresiv, fără a depăși valorile ce pot apărea la cele mai intensive procese de așchiere. Se măsoară cedările pe direcțiile hotărîtoare asupra preciziei dimensionale a piesei.

f) Verificări în legătură cu procesele termice.

Urmăresc stabilirea încălzirii mașinii-unelte în timpul lucrului, precum și a deformațiilor produse prin încălzire. Verificarea se execută fie în condiții efective de lucru, fie prin încărcarea simultană a mașinii (frînarea arborelui principal cu momente de frînare cunoscute). Temperaturile se măsoară în diferite puncte ale mașinii, urmărindu-se variațiile lor în timp și temperatura

Scanned with OKEN Scanner

de stabilizare. Se măsoară de asemenea deformaţiile maşinii, sau a unor elemente ale ei (exemplu ghidajele) în funcţie de temperatură.

În afara verificărilor amintite mai sus, mai pot fi efectuate şi altele ca: verificări ale existenţei şi eficacităţii mijloacelor de protecţie împotriva accidentărilor, verificări privind fiabilitatea maşinilor, verificări asupra preciziei sistemelor de comandă numerică, a sistemelor de copiere etc.

Un loc deosebit în studiile cercetătorilor şi ale producătorilor de maşini-unelte îl ocupă în ultima perioadă lucrările privind dinamica maşinilor-unelte.

18.2. Cercetarea dinamicii maşinilor-unelte

Cercetarea dinamicii maşinilor-unelte s-a dezvoltat mai ales în ultimii ani, plecînd de la constatarea că cedările în sistemele maşinilor depind nu numai de mărimea forţelor, ci mai ales de variaţia în timp a acestora.

Metodele teoretice şi experimentale elaborate de diferiţi cercetători au la bază, cu toată diversitatea lor, teoria reglajului automat.

Cercetările au ca scop stabilirea vibraţiilor sistemului, atît a celor generate prin lanţurile cinematice ale maşinii, cît şi a celor datorate aşchierii. Ele permit compararea maşinilor-unelte noi sau modernizate cu construcţiile mai vechi, determinarea calităţii prelucrării sau a repartiţiei maşinilor-unelte, stabilirea surselor generatoare de vibraţii etc. De asemenea se poate stabili influenţa diferiţilor factori, legaţi de construcţia maşinilor-unelte şi de parametrii procesului de aşchiere, asupra stabilităţii sistemului. Cercetările de acest gen permit acumularea unor date în legătură cu rigiditatea şi amortizarea maşinilor-unelte ca sisteme elastice, astfel încît, pe baza acestor date, să se stabilească unele elemente cu caracter general, capabile să servească la construirea unor maşini cu comportare dinamică superioară.

Tratarea analitică a dinamicii maşinilor-unelte prezintă mari dificultăţi deoarece caracterul complex al formelor şi îmbinărilor nu permite considerarea sistemului maşinii-unelte ca un sistem simplu de tipul masă-amortizor-arc. Masele, proprietăţile elastice şi cele de amortizare nu sînt în acest caz, concentrate, ca la modelele fizice de referinţă, ci dispersate în întreaga structură. Din acest motiv, coeficienţii ecuaţiilor diferenţiale sînt greu de determinat.

În general, la cercetarea dinamicii maşinilor-unelte se urmăreşte modul în care acestea răspund unei excitaţii datorate unei forţe, adică a cedărilor pe care le determină forţa pentru diferite frecvenţe.

Rezultatele se înregistrează sub forma unor curbe reprezentînd variaţia amplitudinii în funcţie de frecvenţă, a fazei în funcţie de frecvenţă (diagrama Bode), cel mai frecvent utilizată fiind caracteristica amplitudine-fază trasată în domeniul complex (Nyquist).

Aceste diagrame permit determinarea stabilităţii sau instabilităţii sistemului, a rezervei de stabilitate, a frecvenţelor proprii etc.

Stabilirea pe cale experimentală a caracteristicilor frecvenţiale se bazează pe aplicarea unei forţe de variaţie sinusoidală, avînd amplitudinea constantă şi frecvenţa reglabilă într-un domeniu larg, şi măsurarea amplitudinii cedării şi a defazajului acesteia faţă de întreg domeniul de frecvenţă.

Excitatorii utilizaţi pentru generarea forţelor sinusoidale pot fi mecanici, electrodinamici, electrohidraulici, electromagnetici etc.

Scanned with OKEN Scanner

Aceşti excitatori trebuie să permită realizarea unei forţe de valoare constantă şi a uneia cu variaţie sinusoidală, forţa constantă fiind cu un ordin de mărime mai mare decît cea variabilă.

Frecvenţa forţei sinusoidale trebuie să fie reglabilă în mod continuu şi comod în domeniul de la cîţiva Hz la cca. 1000 Hz.

Dimensiunile excitatorului trebuie să permită montarea sa pe maşina-unealtă.

Măsurarea forţelor se efectuează cu traductoare cu mărci tensometrice sau piezoelectrice, semnalul acestora fiind transmis prin amplificatoare la aparate de vizualizare sau de înregistrare.

Cedările se măsoară la rîndul lor prin traductoare inductive, capacitive sau de alte tipuri. Semnalele traductoarelor se amplifică şi se transmit aparatelor de măsură. Schema principială de lucru este dată în figura 18.1.

O schemă bloc generală pentru cercetarea complexă a dinamicii sistemelor este prezentată în figura 18.2.

Rezultatele obţinute în ultimii ani, mai ales prin perfecţionarea unor aparate electronice de măsură şi de prelucrare a datelor experimentale, au permis scurtarea timpului de experimentare prin utilizarea excitării cu semnale stochastice şi prelucrarea răspunsului la frecvenţă de către echipamentul electronic.

Măsurile care se iau în vederea îmbunătăţirii dinamicii maşinilor-unelte sînt foarte variate. Ele pot consta în:

— mărirea rigidităţii elementelor componente ale lanţurilor cinematice şi ale maşinii în general prin dimensionarea corespunzătoare;

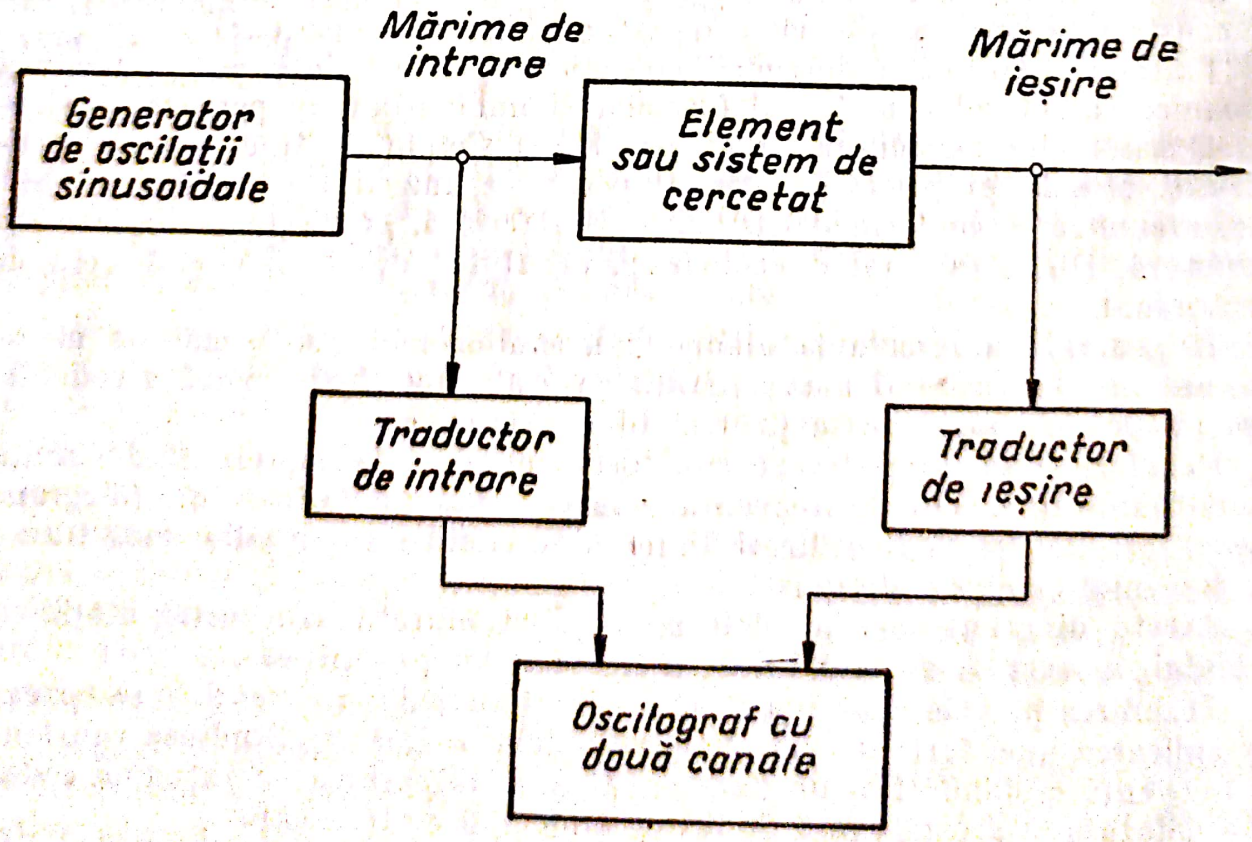


Fig. 18.1

Scanned with OKEN Scanner

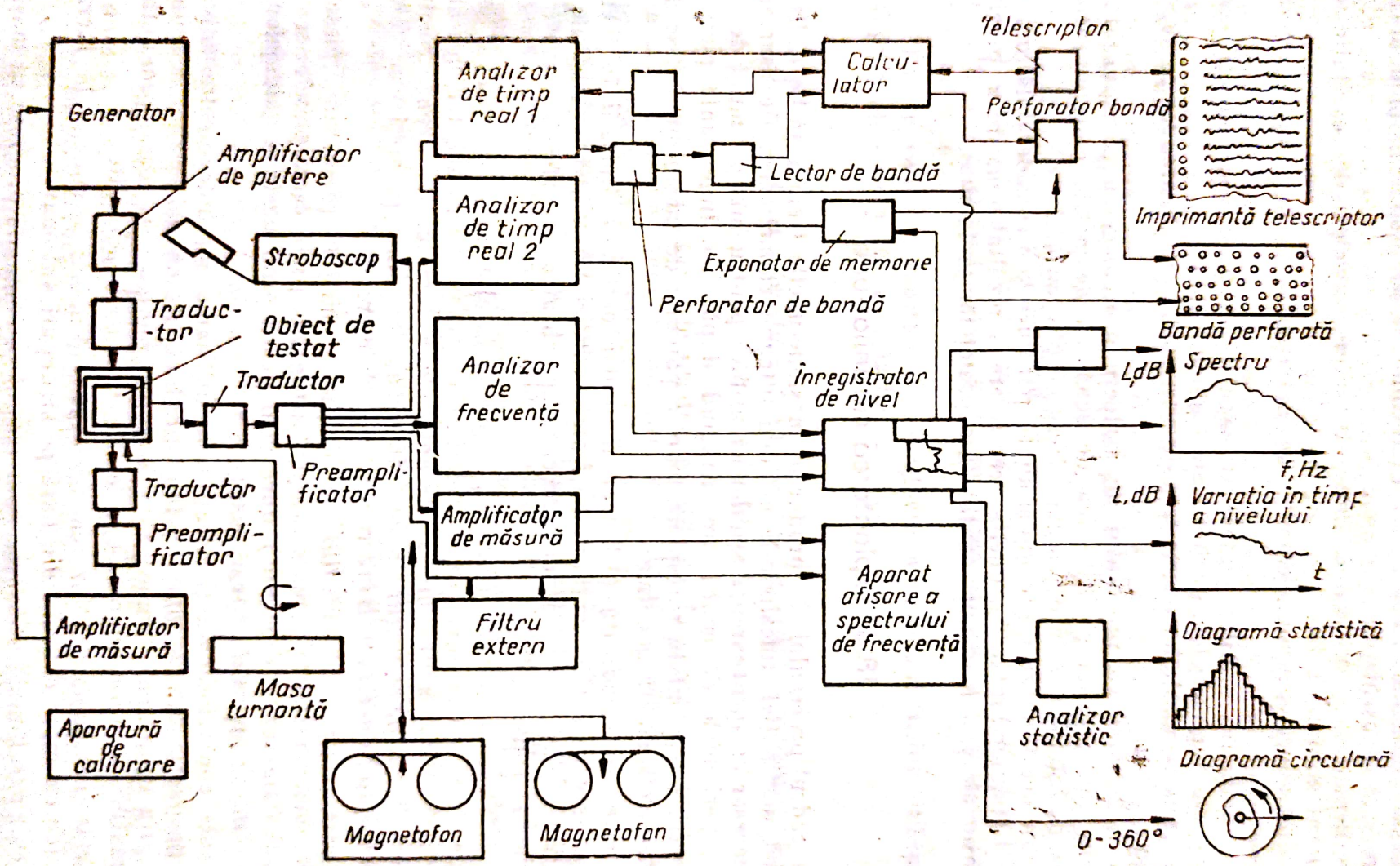


Fig. 18.2

Scanned with OKEN Scanner

— ridicarea frecvenţelor proprii la valori mari, astfel încît acestea să depăşească domeniul frecvenţelor excitaţiilor ce se produc în mod normal în procesul de aşchiere.;

— depistarea, eliminarea sau atenuarea surselor de excitaţii din interiorul maşinii-unelte;

— introducerea unor elemente de amortizare în lanţurile cinematice ale maşinii-unelte;

— eliminarea erorilor geometrice capabile de a produce vibraţii (erori de pas, ale angrenajelor, ovalităţi ale lagărelor etc.);

— izolarea maşinilor-unelte faţă de alte maşini prin fixarea lor pe suporţi elastici;

— îmbunătăţirea procesului de aşchiere prin alegerea corespunzătoare a regimului, precum şi utilizarea de scule cu geometrie corespunzătoare (cuţite cu faţetă pe faţa de aşezare, freze cu pas variabil etc.).

Toate aceste măsuri, precum şi altele, pot duce la o considerabilă îmbunătăţire a dinamicii maşinilor-unelte, ceea ce are ca rezultat o mărire a preciziei dimensionale şi o mai bună calitate a suprafeţelor prelucrate.

18.3. Exploatarea maşinilor-unelte

În cadrul procesului de producţie maşinile-unelte trebuie să fie utilizate potrivit destinaţiei, folosindu-le cît mai integral capacităţile. De asemenea este necesar ca încărcarea maşinilor să se facă pentru întreg timpul de producţie, perioadele de neutilizare atrăgînd după sine importante pierderi.

Pentru o exploatare corespunzătoare a parcului de maşini-unelte, se dau următoarele indicaţii generale:

— este contraindicată utilizarea maşinilor destinate finisării în lucrări de degroşare (maşinile de finisare îşi pierd precizia) sau invers (maşinile de degroşare nu asigură în general precizia şi calitatea suprafeţelor cerute de lucrările de finisare):

— este contraindicată utilizarea maşinilor la alte tipuri de operaţii decît cele specifice. Astfel, lucrările de rabotare executate pe strung (cu mişcarea principală oprită) suprasolicită mecanismele sistemului de avans. Rectificarea executată pe strunguri, maşini de frezat etc. adică pe maşini cu ghidaje neprotejate, duce la o uzură rapidă a ghidajelor;

— este contraindicată utilizarea maşinilor mari la prelucrarea pieselor mici şi invers. Astfel folosirea strungurilor lungi la prelucrarea pieselor scurte (de tipul flanşelor, roţilor etc.) duce la o uzură pronunţată a ghidajelor în partea din apropierea păpuşii fixe:

— este contraindicată şi nerațională utilizarea maşinilor-unelte universale în producţia de serie mare. Pe lîngă productivitatea mai scăzută, se ajunge astfel, prin utilizarea permanentă a aceloraşi regimuri, la uzura pronunţată şi prematură a unor angrenaje, celelalte rămînînd nefolosite;

— este nerațională utilizarea unor maşini-unelte complexe la lucrări simple (de exemplu debitări din bară pe strunguri automate);

— este nerațională utilizarea unor maşini cu comandă program ca maşini universale cu comandă manuală;

Scanned with OKEN Scanner

— este neraţională completarea încărcării unei maşini de mare complexitate cu lucrări neimportante, numai pentru a asigura utilizarea ei permanentă. În acest caz este mai indicat fie să se achiziţioneze lucrări de colaborare potrivite complexităţii maşinii, fie transferarea maşinii la o întreprindere capabilă a asigura o încărcare corespunzătoare.

De observat că o exploatare raţională a parcului de maşini-unelte se poate obţine numai în cazul unei dotări cu utilaje care să corespundă specificului fabricaţiei. Achiziţionarea maşinilor-unelte noi trebuie, deci, să se facă pe baza unei analize aprofundate a necesităţilor de moment şi de perspectivă ale întreprinderii, printr-un studiu tehnico-economic care să permită alegerea variantei optime. În multe cazuri se constată că se obţin soluţii mai bune prin executarea unor utilaje simple prin autodotare.

Tot în cadrul unei bune exploatări a maşinilor-unelte intră măsurile de păstrare timp cît mai îndelungat a caracteristicilor tehnice iniţiale.

O mare atenţie trebuie acordată lucrărilor de păstrare a maşinii prin curăţirea şi ungerea regulată, prin protejarea suprafeţelor de lucru împotriva loviturilor etc.

Tot în cadrul măsurilor de menţinere a caracteristicilor utilajelor sînt cuprinse şi reparaţiile lor planificate.

18.4. Probleme specifice întreţinerii şi reparaţiei maşinilor-unelte. Genuri de reparaţii

În cadrul procesului de producţie, utilajele în general, şi maşinile-unelte în particular, sînt supuse unui proces continuu de uzură, proces prin care parametrii tehnico-economici iniţiali se pierd.

Pentru menţinerea permanentă a parcului de maşini-unelte în stare de funcţionare normală, cu indicatorii tehnico-economici în limitele prevăzute, pentru preîntîmpinarea avariilor şi eliminarea opririlor din cauza defecţiunilor survenite în exploatare, este necesară întreţinerea şi repararea periodică a maşinilor conform unei planificări.

Sistemul de reparaţii preventive planificate este în prezent normat la nivel naţional şi cuprinde totalitatea măsurilor tehnice şi organizatorice privind supravegherea, întreţinerea şi repararea utilajelor la anumite perioade.

Acest sistem prezintă următoarele avantaje:

— preîntîmpină în mod planificat uzura prematură şi excesivă a organelor maşinilor-unelte;

— restrînge la minimum întreruperile accidentale prin defectarea utilajelor;

— evită pierderile de producţie datorită defectării accidentale;

— permite pregătirea corespunzătoare şi din timp a reparaţiilor, ceea ce duce la îmbunătăţirea calitativă a acestora;

— asigură încărcarea uniformă în timp a personalului ce participă la lucrări.

Sistemul de reparaţii preventive planificate cuprinde în structura sa următoarele tipuri de lucrări:

Scanned with OKEN Scanner

a) Lucrări de întreținere.

Acestea constau din operațiile de curățire și spălare a utilajului, de ungere a elementelor în conformitate cu fișa de ungere din cartea tehnică a mașinii-unelte. Tot în cadrul întreținerii se verifică încălzirea pieselor supuse frecării, se strîng îmbinările prin șuruburi, se controlează și se refac reglajele și se înlătură micile defecțiuni, care nu necesită scoaterea utilajului din funcționare. Aceste lucrări se execută de către personalul de deservire a mașinii.

b) Reviziile tehnice.

Se execută între reparații și cuprind verificări ale stării mașinii-unelte, precum și a calității pieselor ce se produc pe mașina respectivă.

Reviziile tehnice au ca scop determinarea stării tehnice a mașinii-unelte, stabilirea pieselor prezentînd uzură înaintată și determinarea principalelor operații care urmează să se execute cu ocazia primei reparații planificate.

În cadrul reviziei tehnice se pot executa unele operații de strîngere, de reglare a jocurilor în asamblări, de reglare a poziției reciproce a unor subansamble.

Tot în cadrul reviziei se pot executa unele reparații mărunte, care să asigure buna funcționare a mașinii-unelte pînă la următoarea reparație planificată.

Se verifică de asemenea precizia de funcționare a mașinii, mersul în gol și în sarcină.

Revizile tehnice se execută de către personalul de întreținere cu participarea personalului de deservire a mașinii.

c) Reparațiile curente. Au ca scop eliminarea efectelor negative cauzate de uzură prin înlocuirea sau recondiționarea pieselor sau subansamblelor uzate.

În cazul reparațiilor curente de gradul *I* (*Rc1*) se execută, în afara operațiilor de la revizia tehnică, următoarele:

— curățirea și spălarea completă a mașinii-unelte;
— înlocuirea uleiului și a lichidului de așchiere (dacă este cazul);
— demontarea, recondiționarea și montarea unor subansamble cu înlocuirea pieselor uzate;
— verificarea funcționării sistemelor de comandă;
— înlocuirea garniturilor și refacerea etanșărilor;
— verificarea și repararea dispozitivelor de protecție și securitate a muncii;
— alte operații în funcție de specificul mașinii-unelte.

La reparațiile curente de gradul *II* se execută în mod suplimentar:

— verificarea amplasării pe fundație, refacerea fundației;
— repararea pieselor exterioare și vopsirea mașinii-unelte;
— refacerea schemei de comandă cu înlocuirea aparatajului prezentînd uzură;
— ajustarea sau înlocuirea lagărelor de alunecare sau cu rulmenți.

d) Reparațiile capitale urmăresc restabilirea completă a capacității de lucru a mașinii-unelte, astfel încît să-și redobîndească caracteristicile tehnice, constructive și funcționale inițiale. În cadrul reparațiilor capitale se demontează complet mașina-unealtă, se înlocuiesc sau se recondiționează toate piesele și subansamblele uzate, astfel încît mașina să-și recapete precizia și capacitatea de producție inițială. Cu ocazia reparațiilor capitale se pot executa și unele lucrări de modernizare a mașinii-unelte, de asigurare a unei dotări tehnice suplimentare, corespunzătoare specificului producției.

Scanned with OKEN Scanner

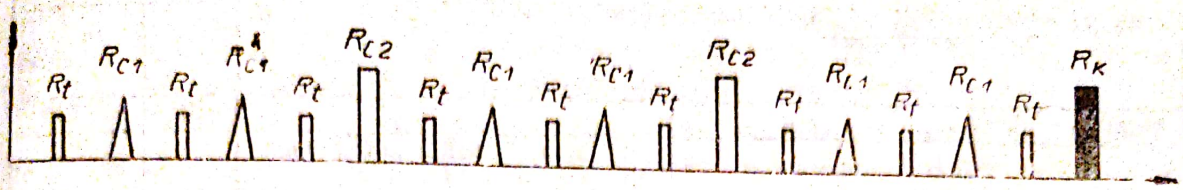


Fig. 18.3

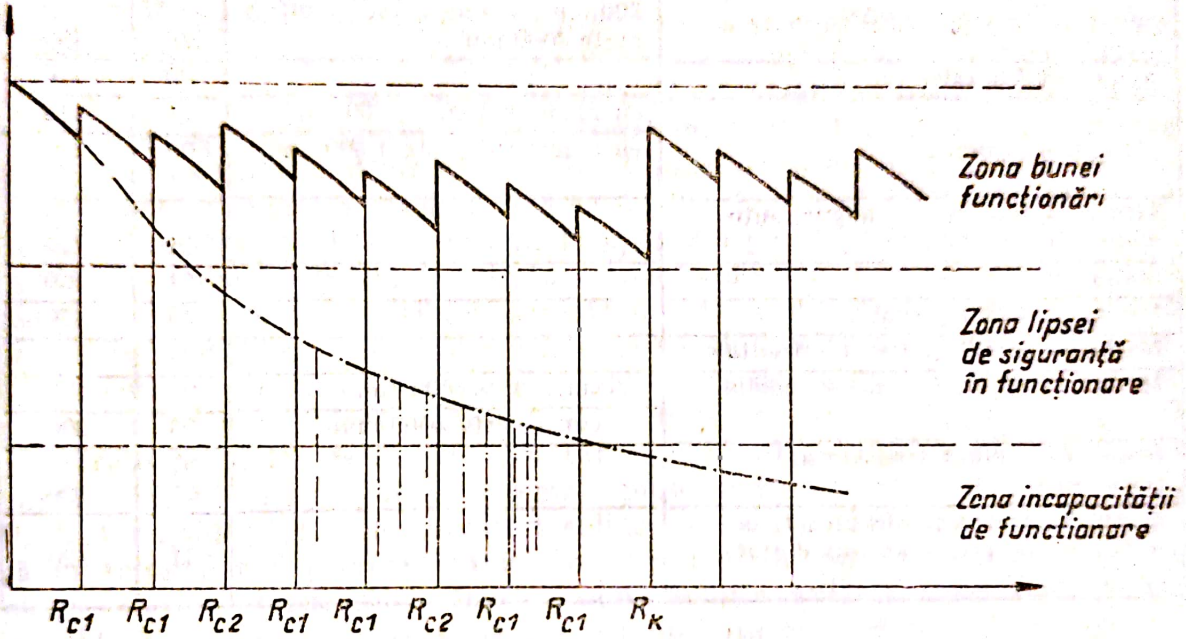


Fig. 18.4

Ciclul de revizii tehnice şi reparaţii se determină în funcţie de durata de serviciu normată a maşinii-unelte, durată reglementată prin lege.

În tabelul 18.1 sînt date duratele de serviciu normate pentru principalele tipuri de maşini-unelte.

În cadrul duratei totale de serviciu sînt cuprinse două sau mai multe cicluri de reparaţii a căror structură poate fi, de exemplu, cea din figura 18.3.

Evoluţia stării tehnice a unei maşini-unelte la aplicarea unni asemenea sistem de reparaţii preventive planificate este comparată în figura 18.4 cu cea a unei maşini-unelte la care reparaţiile se execută după necesităţi.

Durata unui ciclu de reparaţii şi structura sa sînt reglementate prin acte normative în funcţie de tipul maşinii-unelte şi de caracteristicile principale.

18.5. Protecţia maşinii-unelte şi a operatorului uman

Exploatarea în condiţii optime a maşinii-unelte depinde în mare măsură de posibilităţile, asigurate prin construcţie, de prevenire a defecţiunilor produse prin manevrări greşite datorită neatenţiei operatorului, prin supra-solicitări întîmplătoare, prin uzura excesivă şi prematură a unor organe etc.

Scanned with OKEN Scanner

TABELUL 18.1

Tipul maşinii-unelte		Durata de serviciu	
		Ani	Mii ore funcţionare
Maşini de găurit		21	120
Strunguri normale	înălţimea vîrfurilor sub 300 mm distanţa între vîrfuri sub 2000 mm	14	80
	înălţimea vîrfurilor sub 300 mm distanţa între vîrfuri peste 2000 mm	21	120
	înălţimea vîrfurilor peste 300 mm, distanţa între vîrfuri peste 2000 mm	30	170
Strunguri frontale		30	170
Strunguri carusel	cu diametrul sub 1 500 mm	21	115
	cu diametrul peste 1 500 mm	30	170
Strunguri revolver, strunguri automate şi semiautomate		21	120
Maşini de frezat		21	120
Maşini de frezat portal		30	170
Maşini de alezat şi frezat orizontale		30	170
Maşini de rabotat cu masă mobilă	cu cursa sub 8000 mm	30	170
	cu cursa peste 8000 mm	36	200
Maşini de rabotat transversal (şepinguri)		21	120
Maşini de mortezat, de broşat, de rectificat, de prelucrat roţi dinţate, de filetat etc.		21	120

Prin construcţia maşinii-unelte trebuie de asemenea să se evite în măsură cît mai mare solicitarea fizică şi nervoasă a operatorului şi să prevină accidentarea sa în timpul lucrului.

18.5.1. Protecţia maşinii-unelte

Protecţia maşinii-unelte se asigură prin dispozitivele de siguranţă şi protecţie.

Principalele componente ale maşinilor-unelte supuse distrugerii prin avarie sînt ghidajele şi lagărele, roţile dinţate baladoare, arborii şi penele lor, cuplajele şi ambreiajele de putere, săniile şi piuliţele lor de antrenare, sistemele de acţionare a dispozitivului de fixare a semifabricatului, motoarele electrice.

Sursele de distrugere a ghidajelor şi lagărelor sînt: aşchiile, particulele abrazive, ungerea necorespunzătoare, impactul prin lovire cu corpuri metalice. Protecţia ghidajelor împotriva aşchiilor şi particulelor abrazive naturale se realizează cu ajutorul apărătorilor telescopice sau de tip burduf, iar a lagărelor — cu ajutorul elementelor de etanşare. Cînd construcţia permite, trebuie utilizate ghidaje înclinate şi arbori principali înclinaţi sau verticali, cu sensul înspre podea, pentru a permite căderea liberă a aşchiilor în tava

Scanned with OKEN Scanner

de colectare. Reținerea particulelor abrazive metalice, ce iau naștere în procesul de așchiere, din uleiul de ungere se face prin filtrare dublă și anume printr-o filtrare clasică, dar fină, urmată de filtrare magnetică în baia de ulei.

Mașinile-unelte de înaltă precizie, parte dintre cele automate și semiautomate de mare productivitate, precum și cele cu comandă după program și numerică necesită o ungere corespunzătoare în oricare moment al funcționării. În acest scop, aceste mașini sînt prevăzute cu cîte o pompă pentru ungerea manuală centralizată care se folosește înaintea pornirii mașinii la începutul schimbului de lucru, paralel cu ungerea manuală descentralizată a suprafețelor neunse centralizat. Pentru a asigura o ungere corespunzătoare în orice moment al funcționării mașinii, uleiul trebuie să-și modifice neesențial caracteristicile. În acest scop, sistemul de ungere al acestor mașini este prevăzut cu cîte un termostat, care controlează continuu temperatura uleiului și care nu permite pornirea mașinii decît atunci cînd uleiul a atins temperatura minimă admisă, iar cînd uleiul a depășit temperatura maximă admisă, termostatul comandă oprirea mașinii. Așa se explică faptul că multe dintre aceste mașini pornesc după 10—15 min de la apăsarea pe butonul de pornire a motorului principal, iar în cazul opririi automate a mașinii, ca rezultat al depășirii temperaturii maxime a uleiului, aceasta nu mai răspunde la comenzi, creînd panică în rîndul celor neavizați. Distrugerea ghidajelor prin impactul lovirii lor cu corpuri metalice apare la mașinile-unelte de obicei mijlocii, la care se presupune că muncitorul poate purta pe brațe cele mai grele piese ce pot fi prelucrate pe astfel de mașini. Nu totdeauna este posibil ca muncitorul să poată purta piesa pe brațe (de exemplu piese de tip arbori lungi, piese grele). Protecția ghidajelor prin apărători solide nu este posibilă datorită faptului că ar împiedica deplasarea saniei în apropiere de dispozitivul de fixare a piesei, necesitînd port-scule foarte lungi. Soluția utilă în acest scop constă în echiparea mașinii cu macarale sau sisteme proprii de ridicat și transportat, electromecanice sau pneumatice.

Sursele de avarie a roților dințate baladoare, cuplajelor și ambreiajelor de putere, arborilor și penelor acestora sînt: comenzile false și apariția în timpul funcționării mașinii a unor rezistențe previzibile sau nu, active sau pasive în lanțul cinematic, mai mari decît cele admise, care vor duce la suprasolicitarea acestuia și ruperea elementului cel mai slab al său care este de obicei pana sau dinții roții dințate sau cuplajului. Comenzile false au originea fie în necunoașterea perfectă a deservirii mașinii, fie în lipsa lanțurilor cinematice sau circuitelor de interblocare, fie în defectarea sistemului de comandă. Indiferent de cauza comenzilor false, pentru eliminarea totală a posibilităților de apariție a lor, la proiectarea sistemului de comandă și a panoului de deservire a mașinii, trebuie să se respecte obligatoriu principiul interblocării mișcărilor incompatibile, care poate fi enunțat astfel „două sau mai multe mișcări incompatibile se comandă cu același element de comandă a cărui execuție se realizează simultan de către toate elementele de execuție cu mișcări incompatibile". Ca mișcări incompatibile putem aminti simultaneitatea mișcării de avans cu mișcarea rapidă a aceleiași mese, simultaneitatea a două turații diferite ale aceluiași arbore etc. Ca urmare mișcările compatibile pot fi comandate fiecare cu cîte o manetă sau buton *cu* reținere de pe panoul de deservire, iar toate mișcările incompatibile — de la aceeași manetă sau buton *fără* reținere. În acest sens, pentru comanda mișcărilor incompatibile, este necesar un lanț cinematic sau circuit electric, hidraulic

Scanned with OKEN Scanner

sau pneumatic de interblocare plasat între manetele de pe panou și elementele de execuție din lanțul cinematic (roți dințate baladoare, cuplaje, ambreiaje). Rolul sistemului de interblocare este de a deplasa elementele de execuție simultan în poziții compatibile și deci de a evita distrugerea lor la pornirea mașinii. În acest scop se folosesc sistemele mecanice clasice, cu pîrghii și angrenaje, prezentate în capitolele precedente, precum și sisteme electrice, pneumatice și hidraulice. În acest sens sistemul mecanic deosebit de avantajos este selectorul sau preselectorul care permite o comandă mecanică centralizată. La sistemele electrice și pneumo-hidraulice nu este permisă prevederea pe panou a butoanelor cu reținere pentru comanda mișcărilor incompatibile, ci a cîte unui buton fără reținere, cu cîte un circuit de comandă pentru fiecare mișcare incompatibilă, care să funcționeze prin negarea logică a tuturor celorlalte mișcări incompatibile. Pentru eliminarea comenzilor false de deservire, în cazul apăsării simultane pe două butoane care comandă două mișcări incompatibile, trebuie ca acestea să aibă temporizări diferite, deci fiecare circuit de comandă să conțină cîte un releu de temporizare. Temporizarea se alege astfel ca, în cazul apăsării simultane pe mai multe butoane ce comandă mișcări incompatibile, acestea să fie cuplate succesiv și în mod logic în cadrul ciclului de lucru. Acest lucru elimină avariile chiar în cazul punerii în funcțiune și deservirii mașinii de către cineva neinstruit. Comenzi false de deservire pot fi date și din greșeală, de exemplu prin atingerea lor cu părțile corpului sau cu corpuri tari, sau din neatenție. Pentru eliminarea acestor comenzi false, butoanele care comandă mișcări incompatibile, se vor grupa în zone distincte, vor fi colorate în mod diferit sau se vor utiliza butoane cu iluminare proprie la acționare pe care scrie mișcarea comandată și vor fi plasate pe panouri suspendate mobile care, pot fi deplasate în zona de probabilitate minimă a contactării lor din greșeală. Butoanele fixate pe părțile componente ale mașinii, pe cît posibil să nu fie cu reținere, să fie plate sau ascunse, cu acces rapid la ele. O a doua cauză a comenzilor false o constituie formarea de circuite false de comandă în cazul defectării sistemului de comandă. Astfel de comenzi sînt cele mai periculoase, pentru că sînt neprevizibile și necontrolabile parțial sau total, efectul lor putînd fi dezastruos pentru mașină. În acest scop, pentru avertizarea muncitorului, panoul de deservire trebuie prevăzut cu un sistem de alarmă (avarie) luminoasă sau sonoră, iar pentru întreruperea funcționării mașinii, în acest caz, trebuie prevăzut butonul ciupercă roșu pentru avarie. În cazul avariilor de acest gen, unica acțiune a muncitorului este apăsarea pe butonul de avarie urmată de depanarea sistemului de comandă.

Astfel de sisteme de alarmă se prevăd la mașini-unelte cu comandă după program și numerică, la mașini agregate și linii automate.

Protecția lanțurilor cinematice împotriva suprasolicitărilor se realizează prin știfturi de siguranță, cuplaje cu ghidare și ambreiaje de siguranță, de obicei reglate la momente de torsiune aprioric date, care au fost tratate în capitolele precedente. Sursa principală de distrugere a săniilor și piuliților de antrenare este ieșirea mesei din domeniul de lucru al mașinii și deci fie coliziunea ei cu alte părți ale mașinii, fie forțarea filetului piuliței la extremitățile lungimii filetului șurubului de antrenare și deci avarierea mașinii. Eliminarea unor astfel de avarii constă în delimitarea precisă a domeniilor de lucru ale mașinii prin microîntrerupătoare de fine de cursă, prin acționarea cărora se comandă oprirea automată a mașinii.

Scanned with OKEN Scanner

Sursele de avarie a dispozitivului de fixare a semifabricatului sînt lipsa sistemelor de siguranţă şi de control a fixării. În astfel de cazuri avaria constă în efecte distrugătoare ale dispozitivului de fixare, sistemului de acţionare a acestuia şi ghidajelor maşinii şi pericole deosebite pentru muncitor. Eliminarea completă a acestor avarii constă în prevederea sistemului de acţionare a dispozitivului de fixare cu un sistem de control a fixării semifabricatului care să controleze, în oricare moment al funcţionării, cele două stări stabile ale dispozitivului de fixare şi anume fixarea şi eliberarea semifabricatului. Pentru a elimina total posibilitatea avariei, în cazul căderii de tensiune sau presiunea în circuitul electric, hidraulic sau pneumatic, sistemul de acţionare trebuie să închidă un stabilizator de tensiune sau un releu de presiune, ca sisteme de siguranţă.

Motoarele electrice sînt protejate, prin schemele de acţionare, cu mijloace electrice clasice, prezentate în capitolele precedente.

O problemă specială de protecţie o constituie protecţia maşinii împotriva vibraţiilor externe (provenite din exteriorul maşinii). Maşinile-unelte de înaltă precizie se montează pe amortizoare, care trebuie să permită un montaj rapid şi o izolare completă faţă de vibraţiile externe. Suporţii cu amortizoare sînt necesari în special în cazul în care pardoseala atelierului este deformată prezentînd denivelări.

18.5.2. Protecţia operatorului uman

Protecţia omului se asigură prin mijloace de protecţie speciale, cu care se echipează suplimentar maşina-unealtă.

Principalele surse de accidentare ale operatorului la maşini-unelte sînt: aşchiile, particulele abrazive, pardoseala, dispozitivul de fixare, organele şi componentele maşinii în mişcare.

Maşinile-unelte moderne lucrează cu viteze de aşchiere mari, producînd mari cantităţi de aşchii la temperaturi ridicate, care sînt aruncate în afara spaţiului de lucru al maşinii. Pe de altă parte, asigurarea unui proces optim de aşchiere impune utilizarea unor cantităţi mari de lichide de răcire şi ungere, care sînt aruncate în afara spaţiului de lucru al maşinii. Din această cauză, pentru protejarea omului şi menţinerea curată a maşinii se impune folosirea unor mijloace de protecţie potrivite, care să reţină aşchiile şi lichidul de răcire, indiferent de cantităţile şi mărimea aşchiilor. Dispozitivele de protecţie sînt foarte diferite. Ele trebuie să fie adaptate la diferitele maşini-unelte, să îndeplinească condiţiile de securitate, să permită o uşoară adaptabilitate şi mobilitate, să permită o comodă supraveghere a spaţiului de lucru al maşinii, să fie astfel construite încît maşina să nu poată porni pînă cînd dispozitivul de protecţie nu se găseşte în poziţia de lucru.

Pentru protecţia operatorului împotriva aşchiilor fierbinţi şi lichidului de răcire, în special la maşinile semiautomate şi automate de mare productivitate, la maşinile-unelte speciale cu comanda secvenţială după program şi numerică se folosesc ecrane de protecţie care închid întregul spaţiu de lucru al maşinii formînd o cuvă de lucru (în special la maşinile de frezat). Închiderea

Scanned with OKEN Scanner

spaţiului de lucru se realizează cu mai multe ecrane (maxim patru) dispuse după suprafeţele paralelipipedului dreptunghic care delimitează spaţiul de lucru al maşinii. Controlul prin vizibilitate a spaţiului de lucru este permis de geamurile incasabile (plastice) cu care sînt prevăzute ecranele confecţionate din tablă metalică. În scopul asigurării accesului operatorului în spaţiul maşinii, ecranele de protecţie sînt glisante pe role şi şine sau rabatabile circular sau plan, permiţînd astfel eliberarea spaţiului de lucru. Pentru o deservire comodă a maşinii, eliberarea spaţiului maşinii se va face prin deplasarea ecranelor în spre stînga şi în spatele maşinii. Ecranele rabatabile se folosesc în special la strungurile revolver semiautomate şi automate, ecranele paralelipipedice de tip cuvă — la maşinile de frezat şi rectificat, iar ecranele glisante la strunguri cu comandă secvenţială după program şi numerică.

Pentru protecţia operatorului împotriva particulelor abrazive la maşinile de rectificat, de ascuţit şi polizoare se utilizează ecrane de protecţie din sticlă incasabilă, fixată într-un cadru metalic. Ecranele de protecţie sînt rabatabile sau deplasabile în plan cu ajutorul unui suport cu pîrghii articulate de tip patrulater. Eliberarea spaţiului de lucru se face prin deplasarea ecranului înspre stînga sau în spatele maşinii. Maşinile de ascuţit scule şi cele de rectificat profile au spaţiu de lucru mic în raport cu domeniul de lucru. În acest caz se utilizează ecrane de protecţie fixate pe suporţi magnetici, deplasabili după necesităţi în domeniul de lucru al maşinii. In funcţie de greutatea lui, forţa de fixare a magnetului trebuie să fie de minimum 30 daN.

În toate cazurile fiecare ecran trebuie să acţioneze microîntrerupători care să permită funcţionarea maşinii numai dacă se află în poziţia de protecţie şi să oprească automat maşina dacă sînt îndepărtate.

Pentru protecţia operatorului împotriva alunecării pe pardoseală se utilizează grătare din lemn sau plastic, sau covoare striate din masă plastică.

Dispozitivul de fixare reprezintă o sursă de accidente grave pentru operator. Din punct de vedere al protecţiei muncitorului, toate muchiile exterioare trebuie rotunjite, iar părţile mobile ale acestuia să fie acoperite (ascunse); gabaritul lui să fie delimitat de o manta (carcasă) din tablă; în scopul evitării rămînerii cheii în el, dispozitivul de fixare să fie înconjurat de un ecran, distanţate între ele cu numai cîţiva mm şi rabatabil pentru eliberarea spaţiului de lucru, prevăzut cu microîntrerupătoare pentru comanda pornirii maşinii.

Organele şi componentele în mişcare ale maşinii constituie o altă sursă de accidente grave pentru operator. Arborii principali, roţile dinţate, săniile, suporţii, mesele, culisourile, mecanismele cu pîrghii sînt tot atîtea surse de accidente. Dacă organele în mişcare constituie componente ale mecanismelor de reglare, atunci acestea trebuie acoperite cu apărători metalice, rabatabile pe balamale şi încuiate. Accidentele provocate de mese, sănii etc. în mişcare se evită dacă suprafaţa lor de lucru este delimitată prin borduraje distanţate faţă de ghidaje la cca 40...60 mm, care să constituie totodată şi cuva de colec-

Scanned with OKEN Scanner

tare a lichidului de răcire sau ungere. Protecţia împotriva accidentelor provocate de discurile abrazive se realizează prin ecrane de tip carcasă-blindaj. Protecţia contra accidentelor provocate de sculele din capetele revolver constă în delimitarea domeniului de lucru şi închiderea lui parţială cu ecrane de protecţie care să permită totuşi accesul uşor şi rapid la scule.

În scopul evitării accidentelor prin electrocutare, maşina-unealtă trebuie să fie prevăzută cu protecţie prin legare la pămînt, precum şi cu elemente de protecţie împotriva atingerilor accidentale a elementelor circuitului electric. Pentru iluminatul local şi pentru instalaţiile de comandă, alimentarea este cu tensiune redusă.

La cele de mai sus se adaugă preocuparea permanentă de însuşire de către operator a normelor de tehnica securităţii, atît cu caracter general, cît şi a celor specifice maşinii-unelte deservite.

Scanned with OKEN Scanner

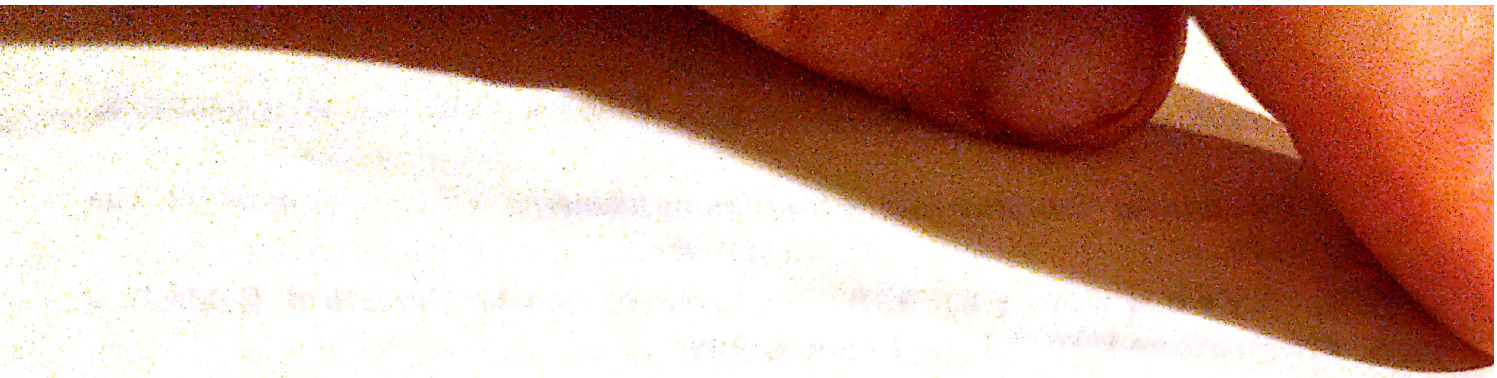
BIBLIOGRAFIE

1. Acerkan, N., ş. a. *Machine tool design*, Mir publishers, Moscow, 1969.
2. Aelenei, M. *Probleme de maşini-unelte*, Bucureşti, Editura tehnică, 1972.
3. Agurski, M. S., Vulfson, I. A., Ratmirov, V. A. *Cislovîe programnoe upravlenie stankami*. Izd. Maşinostroenie, Moskva, 1966.
4. Antonescu, N., Garleanu, L. *Maşini-unelte şi prelucrări prin aşchiere*, Bucureşti, Editura didactică şi pedagogică, 1972.
5. Avruntin, S. *Fundamentals of milling practice*, Peace publishers, Moscow, 1969.
6. Boangiu, Gh. *Maşini-unelte şi agregate*. Universitatea Braşov, 1976.
7. Basturea, Gh. ş. a. *Comanda numerică a maşinilor-unelte*. Bucureşti, Editura tehnică, 1976.
8. Bezier P. *Les techniques de commande numerique des machines-outiles*. Paris, Masson et Cie Editeurs, 1970.
9. Boguslavschi, L.B. *Automatic and semiautomatic lathes*, Peace publishers, 1969.
10. Boncoi, Gh. *Maşini-unelte automate. Conducerea numerică a maşinilor-unelte*, Universitatea Braşov, 1975.
11. Botez, E, *Maşini-unelte I „Cinematica"*. Bucureşti, Editura tehnică, 1969.
12. Botez, U, *Maşini-unelte II „Automatica"*. Bucureşti, Editura tehnică, 1972.
13. Botez, E. *Maşini-unelte III „Organologie şi dinamică"*. Bucureşti, Editura tehnică, 1973.
14. Botez, E., Dorin, Al. *Tehnologia programării numerice a maşinilor-unelte*, Bucureşti, Editura tehnică, 1973.
15. Burghardt Gerlach. *Spanende Sonderwerkzeugmaschinen*. Techn. Verlag G. Grossmann GmbH, Stuttgart-Vaihingen, 1974.
16. Bürger, R., Leonhardt, W. *Die Lochbandtechnik*, Verlag Technik, Berlin, 1961.
17. Barun, V.A. Budinski, A. A. *Stankoi s programmnim upravleniem i programirovanie obrabotki*. Izd. Maşinostroenie, Moskva, 1965.
18. Childs, J. J. *Numerical control manufacturing*. Mc Graw-Hill Book Co, New York, 1963; *Principles of numerical control*. Ind. Press, N.Y., 1965.
19. Chiriacescu, S. *Automatizarea proceselor tehnologice*, Universitatea Braşov, 1975
20. Cosoroabă V., ş. a. *Acţionări pneumatice*. Bucureşti, Editura tehnică, 1974.
21. Creţu, M ş a. *Maşini de frezat fabricate în R.S.R.* Bucureşti, Editura tehnică, 1974.
22. Crişan, S., ş. a. *Maşini-unelte II*, Bucureşti, Editura didactică şi pedagogică, 1963.
23. Crişan, S., *Maşini-unelte I*, Bucureşti, Editura tehnică, 1959.
24. Diaconescu, I. ş. a. *Maşini-unelte (I, II, III, IV, V şi VI)*. Bucureşti, Editura transporturilor şi telecomunicaţiilor, 1962.
25. Dreucean, A. *Maşini-unelte şi prelucrări prin aşchiere*. Bucureşti, Editura didactică şi pedagogică, 1968.
26. Fedotenok, A. A. *Kinematiceskie svieazi v metallorejuscih stankov*. Moscova, Maşghiz, 1960.
27. Gavrusin, A. A. ş. a. *Metal — cuting machine tools*. Mir publishers, Moscow, 1967.
28. Ghenis, B. ş. a. *Cylindrical grinding practice*, Mir publishers, Moscow, 1969.
29. Herold, H. H., Massberg, W., Stute, G. *Die numerische Steuerung in der Fertigungstechnik. Ein Beitrag zur Automatisierung*. VDI — Verlag GmbH, Düsseldorf, 1971.
30. Isutkin, V. I. *Reglarea mastnilor-unelte*. Bucureşti, Editura tehnică, 1962.

Scanned with OKEN Scanner

31. Klepal, V. *40 000 rapoarte de transmitere.* Bucureşti, Editura tehnică, 1964.
32. Koenigsberger, F. *Berechnungen, Konstruktionsgrundlagen und Bauelemente Spanen der Werkzeugmaschine.* Springer, Berlin, 1961.
33. Kucer, M.A. *Metalorejuscie stanki (catalog).* Maşinostroenie, Moskva — Leningrad, 1965.
34. Kucer. M I. *Metalorejuscie stanki,* Maşinostroenie, 1969.
35. Kudinov, A. V. *Dinamica maşinilor-unelte.* Bucureşti, Editura tehnică, 1970.
36. Litvin, L. F. *Teoria zubcialih zaţeplenii.* Izdatelistvo „nauka" Moskva, 1968.
37. Manoliu, R., ş. a. *Maşini-unelte agregate şi linii automate.* Bucureşti, Editura tehnică, 1965.
38. Metral, R. S. *La machine-outil.* Dunod, Paris, 1953.
39. Minciu. C., Moraru, V. *Contribuţii la calculul organologic al cutiilor de viteze ale maşinilor-unelte.* Construcţia de maşini, nr. 10, 1968.
40. Moldovan, C., ş. a. *Maşini-unelte de copiat.* Bucureşti, Editura tehnică, 1962.
41. Moldovan, C., ş. a. *Comanda electronică a maşinilor-unelte.* Bucureşti, Editura tehnică, 1965.
42. Murzin, J. K., ş. a. *Repararea maşinilor-unelte.* Bucureşti, Editura tehnică, 1962.
43. Oprean, A., ş.a. *Sistemele hidrostatice ale maşinilor-unelte şi preselor.* Bucureşti, Editura tehnică, 1965.
44. Oprean, A. *Hidraulica maşinilor-unelte.* Bucureşti, Editura didactică şi pedagogică, 1968.
45. Peklenik, J. *Geometrical adaptive control of manufacturing system.* Annals of the C.I.R.P., nr. 2, 1970.
46. Puckle D. S. Arrowsmith, J. R. *An introduction to Numerical Control of Machine Tools.* Chapman and Hall Ltd, London, 1964.
47. Rădulescu, O. *Principii şi metode de optimizare a exploatării maşinilor.* Bucureşti, Editura militară, 1970.
48. Rossi, M. *Machine ustensili moderne.* Milano. Ulrico Hoepli, 1955.
49. Sandu, Gh. ş. a. *Ghidajele maşinilor-unelte.* Bucureşti, Editura tehnică, 1967.
50. Saumean, G. A. *Avtomati i avtomaticeskie linii.* Moskva, Maşghiz, 1961.
51. Savliuga, N. I. *Lanţurile cinematice ale maşinilor-unelte.* Bucureşti, Editura tehnică, 1964.
52. Simon, W. *Conducerea numerică a maşinilor-unelte.* Bucureşti, Editura tehnică, 1967.
53. Sribner, L. A., ş. a. *Comanda după program a maşinilor.* Bucureşti, Editura tehnică, 1969.
54. Tabără, V. ş. a. *Acţionarea electrică a maşinilor-unelte.* Bucureşti, Editura tehnică, 1968.
55. Thilliez, H. *La comande numerique des maschines.* Dunod, Paris, 1967.
56. Vaida A., ş. a. *Maşini-unelte.* Bucureşti, Editura didactică şi pedagogică, 1970.
57. Vaida, A., Velicu, S. *Proiectarea maşinilor-unelte.* Bucureşti, Editura didactică şi pedagogică, 1972.
58. Vlad, A. L. ş. a. *Reglarea strungurilor automate.* Bucureşti, Editura tehnică, 1965.
59. Zamfir, Gh. *Maşini de găurit fabricate în R.S.R.,* Bucureşti, Editura tehnică, 1965
60. Zeţu. D. *Maşini-unelte automate.* Bucureşti, Editura didactică şi pedagogică, 1976.

Scanned with OKEN Scanner



Tiraj : 8300 + 80 ex. S.P. legate 1/1
Coli de tipar : 36,75 + 4 planșe
Format : 16/70 × 100
Hîrtie scris I A tratată 70 × 100/49,1
83 % grad alb
Bun de tipar : 18.XII.1978
Ediția 1978
Nr. plan 5717

Întreprinderea poligrafică Brașov
Str. Zizinului nr. 110
Comanda nr. 1156
Republica Socialistă România

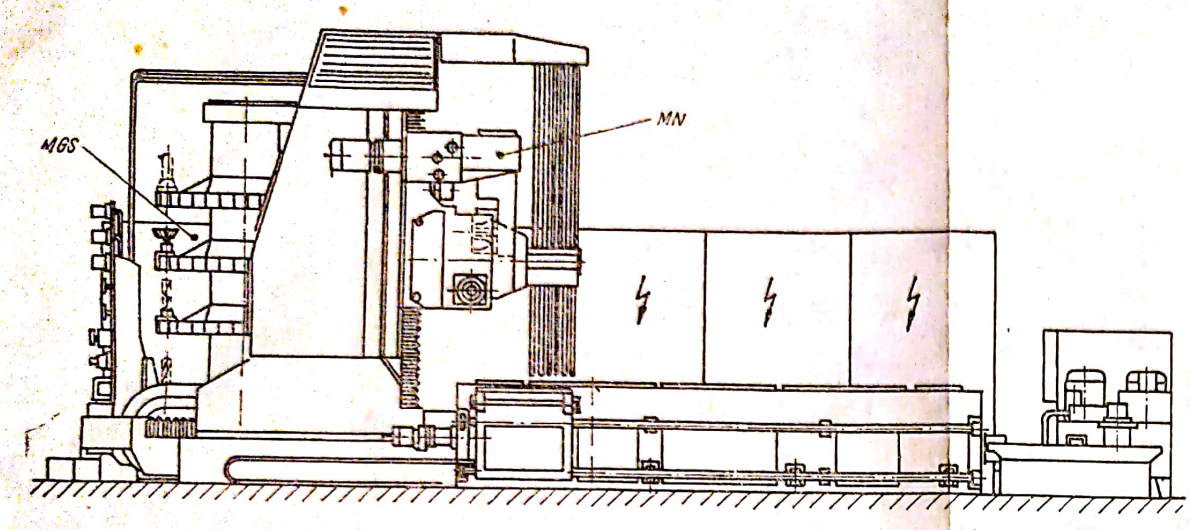
94

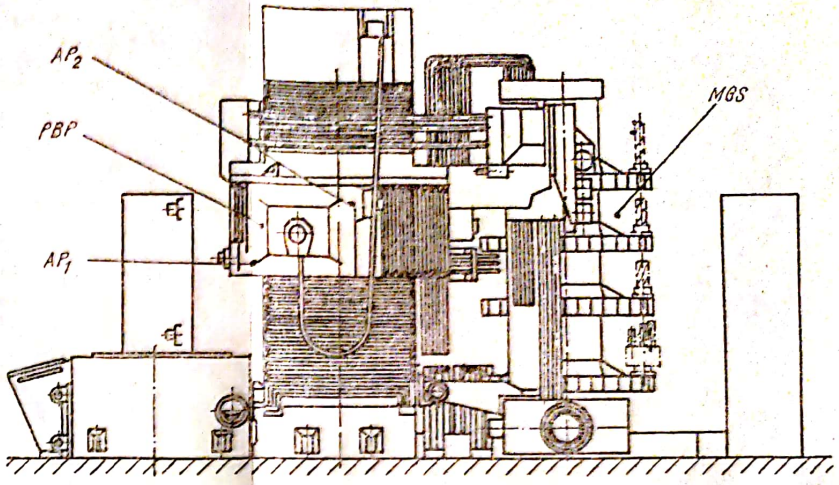
Scanned with OKEN Scanner

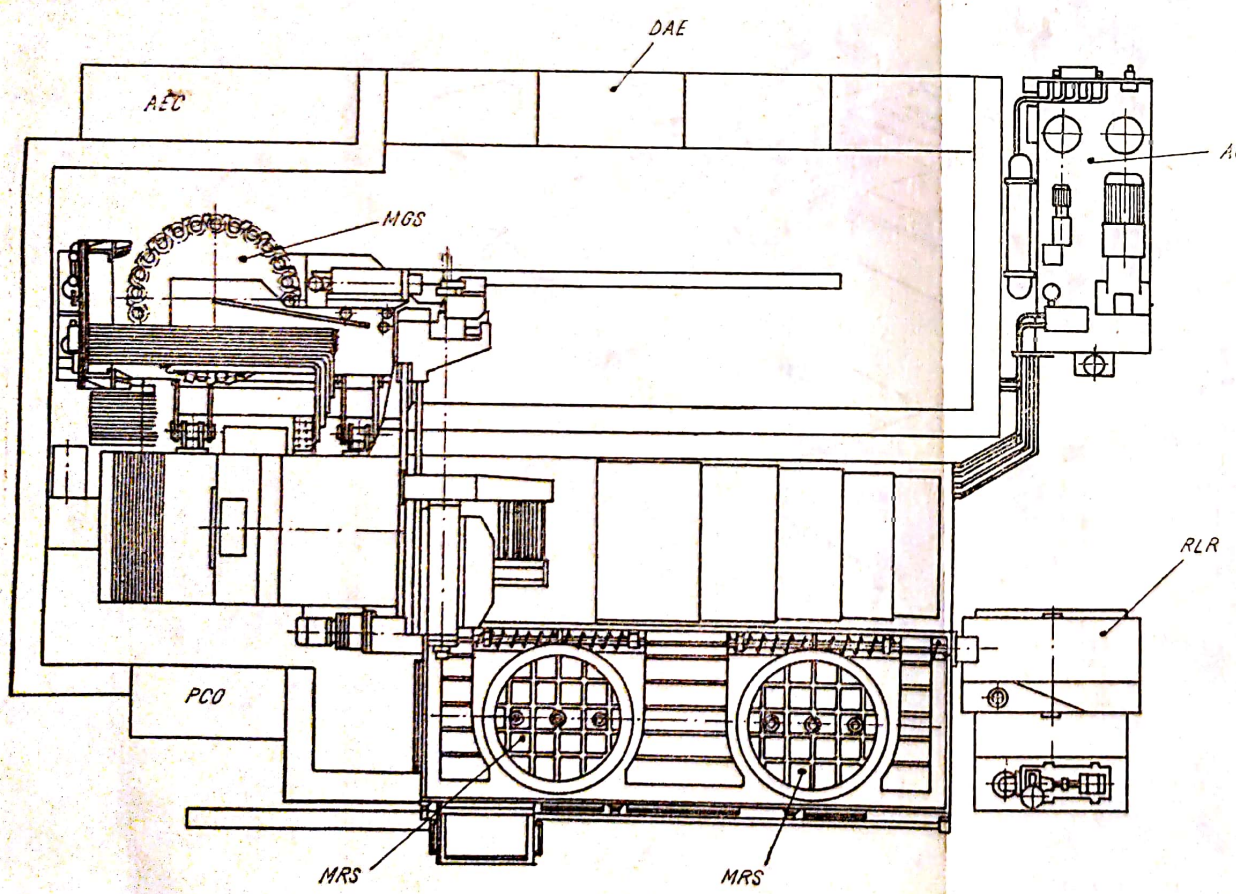
ERATA

Pag.	Rîndul	În loc de	Se va citi
71	10 de sus	$S_{DR}=r^2\left(1-\frac{\pi}{4}\right)$	$S_{DR}=r^2\left(1-\frac{\pi}{4}\right)$
83	Relaţia 2.53	$\frac{1}{-1}-\frac{1}{Z}=\frac{1}{z(z-1)}$	$\frac{1}{z-1}-\frac{1}{z}=\frac{1}{z(z-1)}$
85	4 de sus	fig. 2.74, *c*	fig. 2.74, *b*
116	15 de sus	$p_1=2$	$p_1=3$
117	Relaţia 3.80	$\frac{q_p}{q'_p}=\frac{1}{}\varphi^{(p-1)x}$	$\frac{q_p}{q'_p}=\frac{1}{4}\varphi^{(p-1)x}$
121	3 de sus	$\varphi^{(p-1)}\leqslant 8$	$\varphi^{(p-1)x}\leqslant 8$
128	1 de sus	$z'_1+\sum z-z'_2=z-4$	$z'+\sum z-z'_1=\sum z-4$
133	Relaţia 3.107	$\varphi_p=\sqrt[\pi]{E}$	$\varphi_p=\sqrt[\pi]{\varphi_E}$
175	1 de sus	$E_{fontă}=(3...9)\times 10$	$E_{fontă}=(3\ ...\ 9)\times 10^5$
175	1 de sus	$E_{oţel}=2{,}1\times 10$	$E_{oţel}=2{,}1\times 10^6$
283	14 de sus	fig. 5.64	fig. 5.63, *b*
475	Relaţia 15.16	$\frac{n_p}{n_s}\cdot\frac{z_s}{z_p}$	$\frac{n_p}{n_s}=\frac{z_s}{z_p}$
511	Relaţia 15.80	$n_T\frac{\alpha_T}{360°}\cdot\frac{1}{t}$	$n_T=\frac{\alpha_T}{360°}\cdot\frac{1}{t}$

Scanned with OKEN Scanner



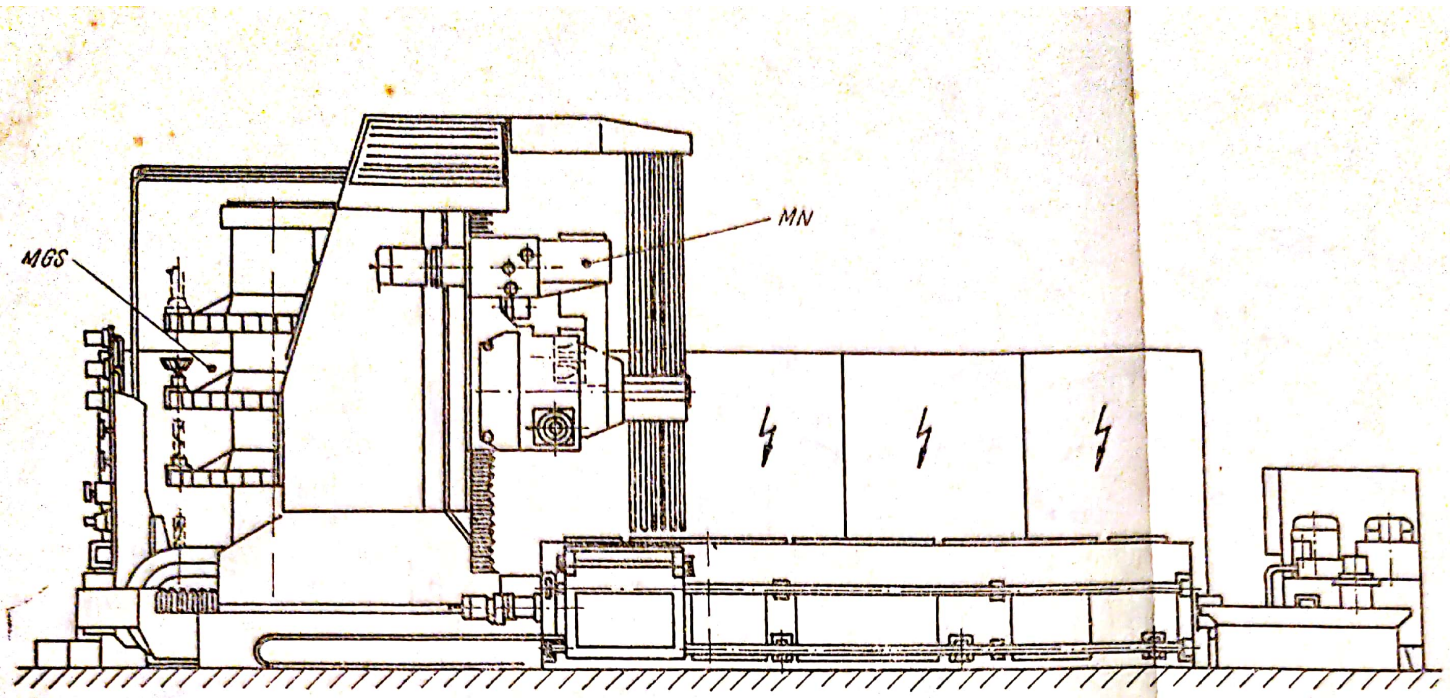


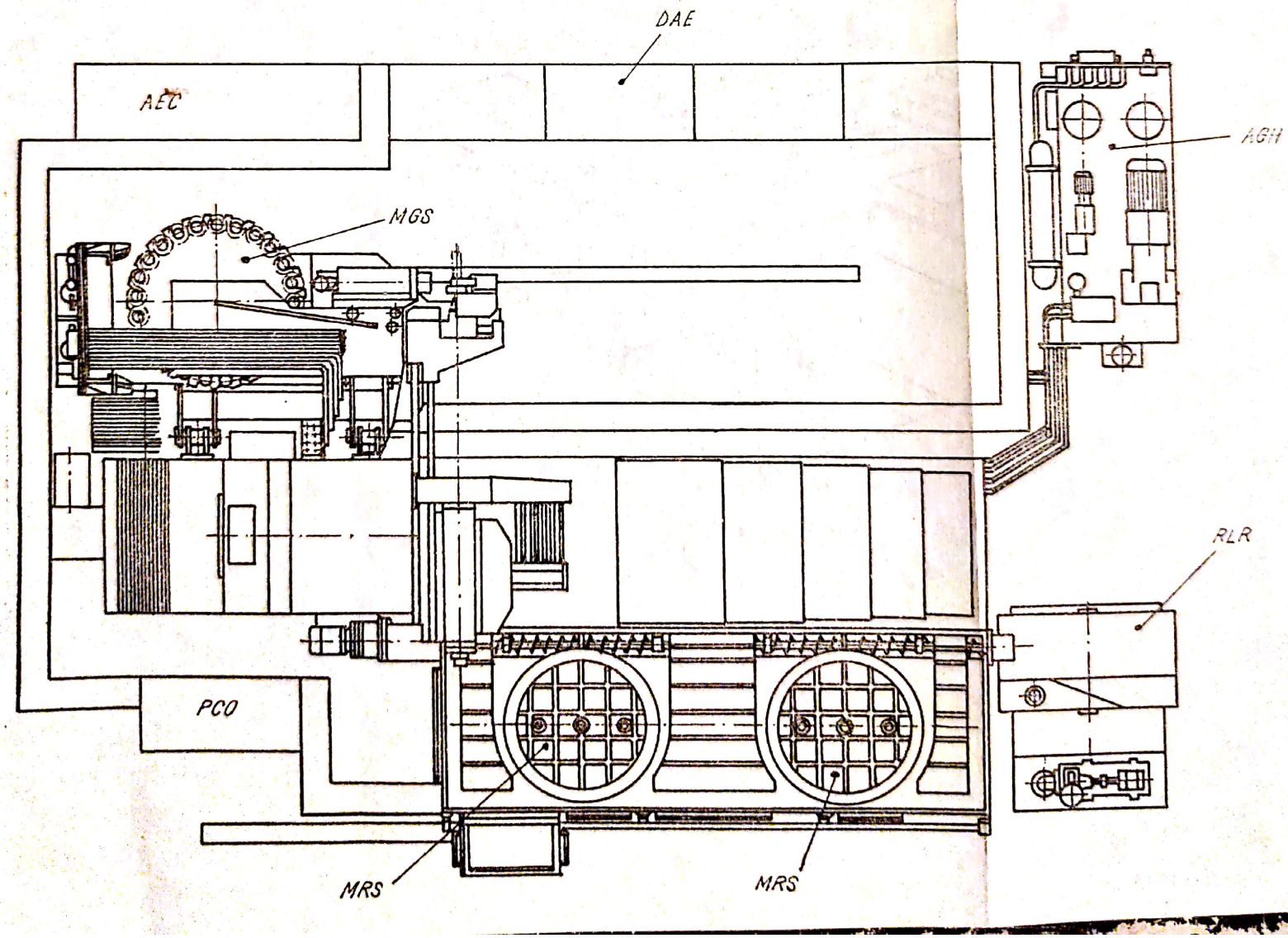


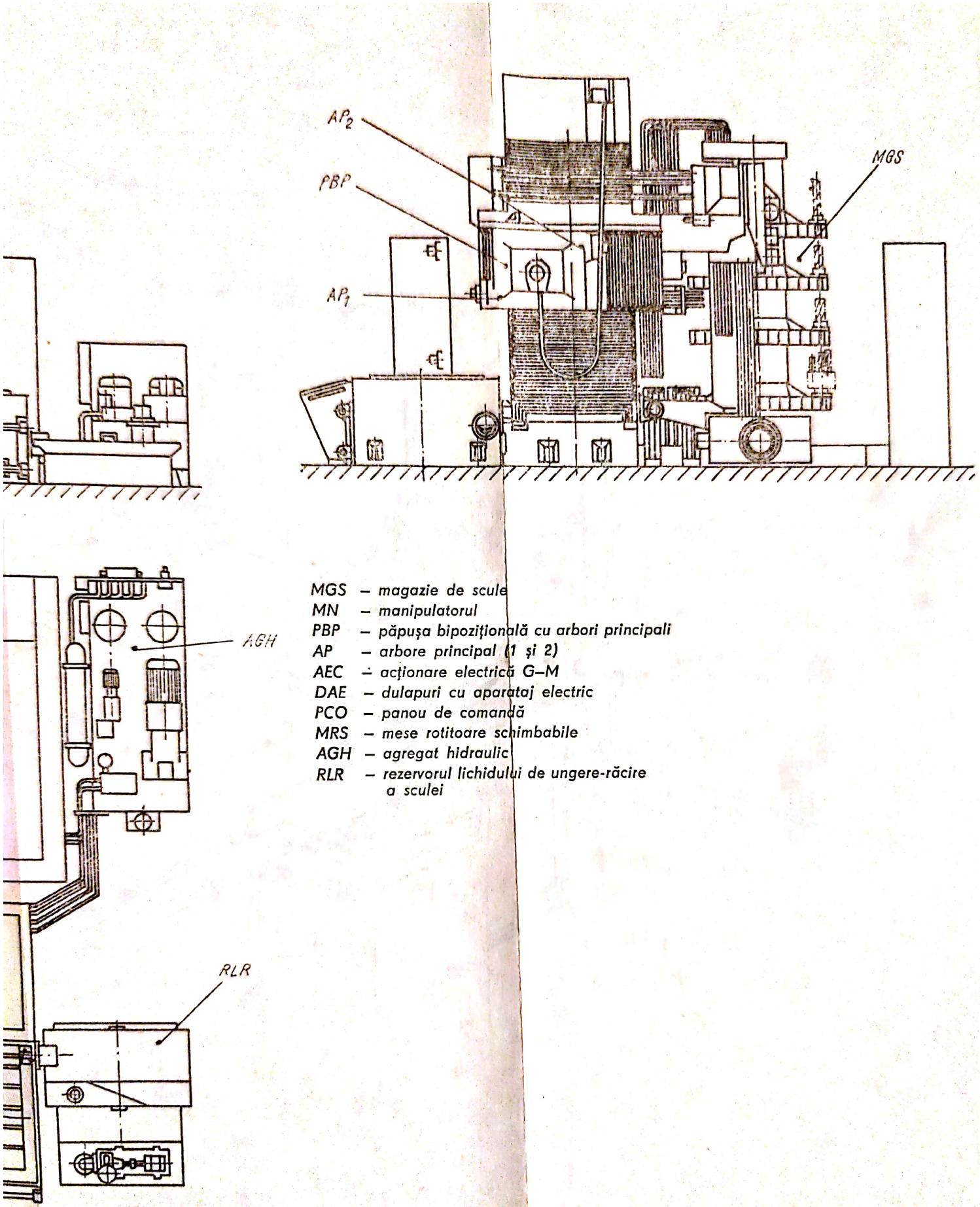
MGS – *magazie de scule*
MN – *manipulatorul*
PBP – *păpuşa bipoziţională cu arbori principali*
AP – *arbore principal (1 şi 2)*
AEC – *acţionare electrică G–M*
DAE – *dulapuri cu aparataj electric*
PCO – *panou de comandă*
MRS – *mese rotitoare schimbabile*
AGH – *agregat hidraulic*
RLR – *rezervorul lichidului de ungere-răcire a sculei*

Fig. 12.15

Scanned with OKEN Scanner


MN
MGS


DAE
AEC
AGH
MGS
RLR
PCO
MRS
MRS



MGS – *magazie de scule*
MN – *manipulatorul*
PBP – *păpușa bipozițională cu arbori principali*
AP – *arbore principal (1 și 2)*
AEC – *acționare electrică G–M*
DAE – *dulapuri cu aparataj electric*
PCO – *panou de comandă*
MRS – *mese rotitoare schimbabile*
AGH – *agregat hidraulic*
RLR – *rezervorul lichidului de ungere-răcire a sculei*

Fig. 12.15

Scanned with OKEN Scanner

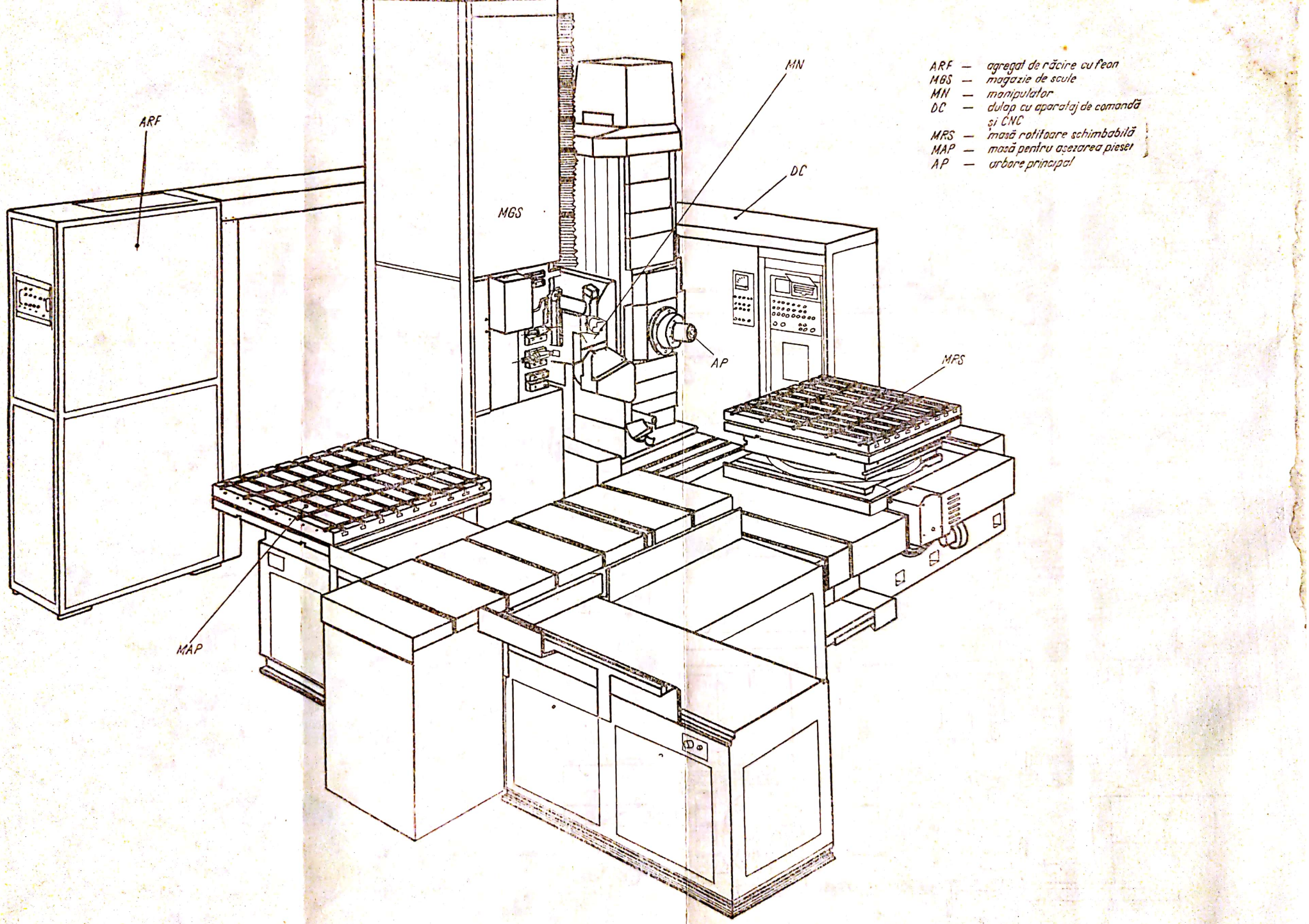
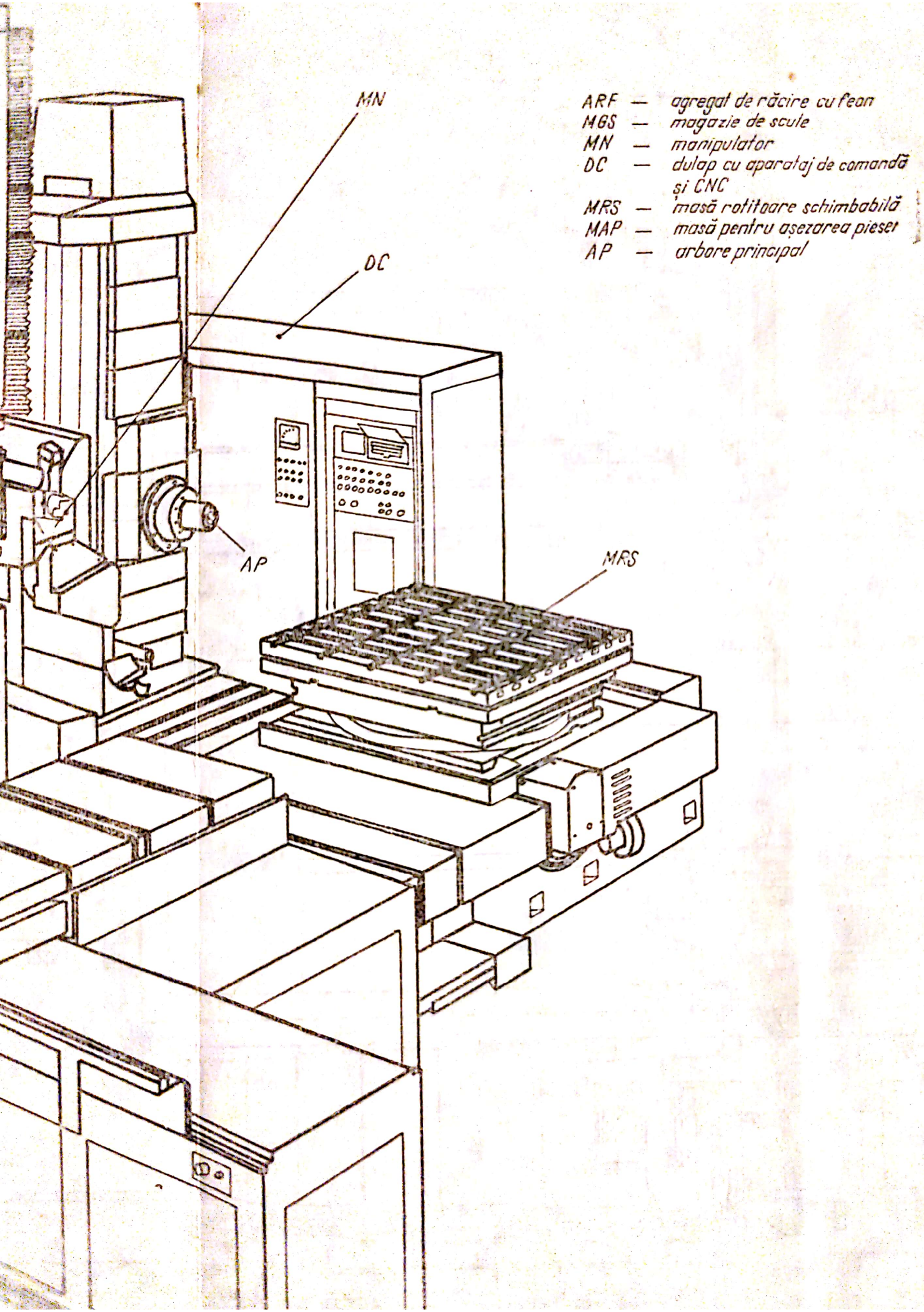


Fig. 12.16

Scanned with OKEN Scanner



ARF — agregat de răcire cu freon
MGS — magazie de scule
MN — manipulator
DC — dulap cu aparataj de comandă și CNC
MRS — masă rotitoare schimbabilă
MAP — masă pentru așezarea pieset
AP — arbore principal

Scanned with OKEN Scanner

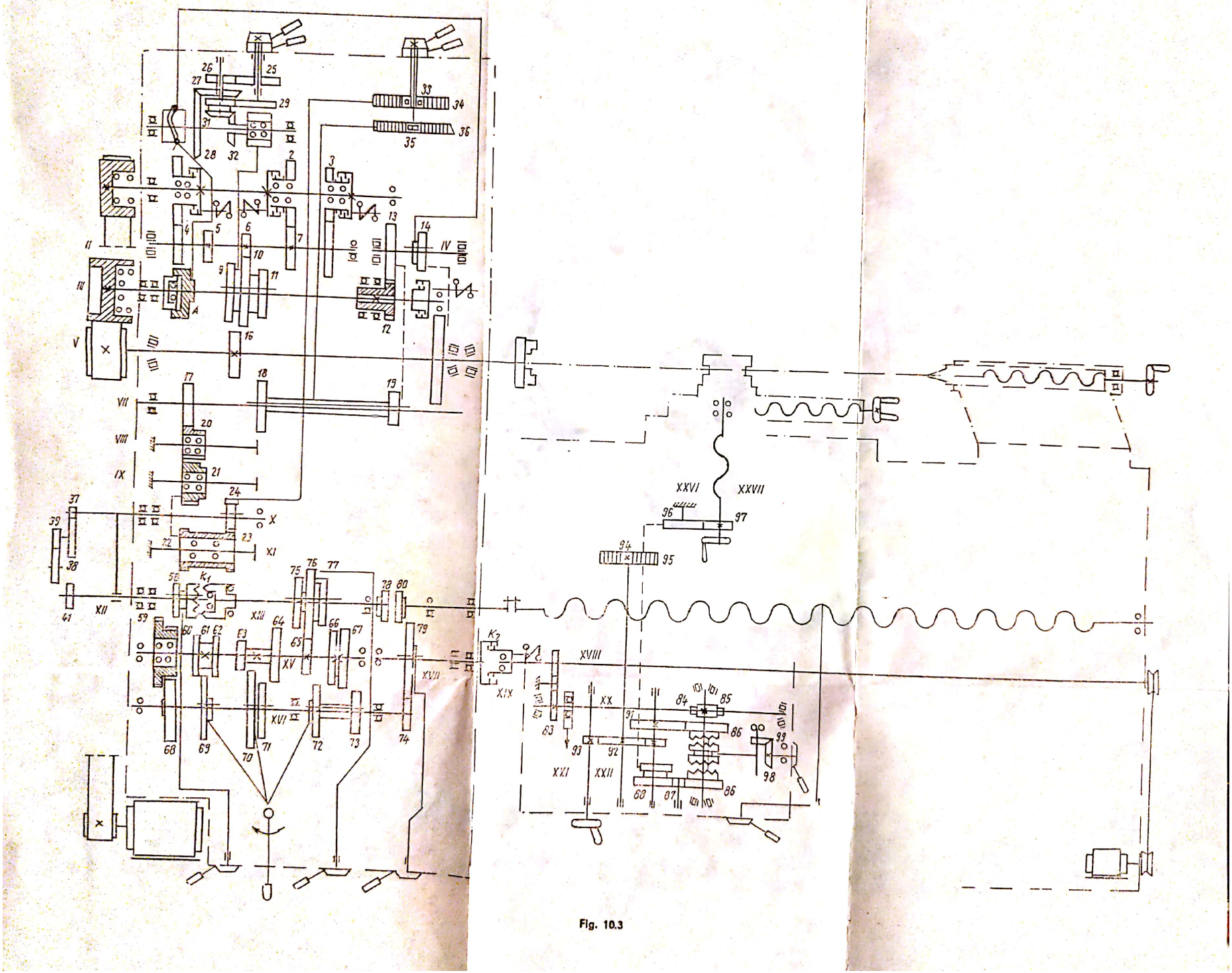


Fig. 10.3

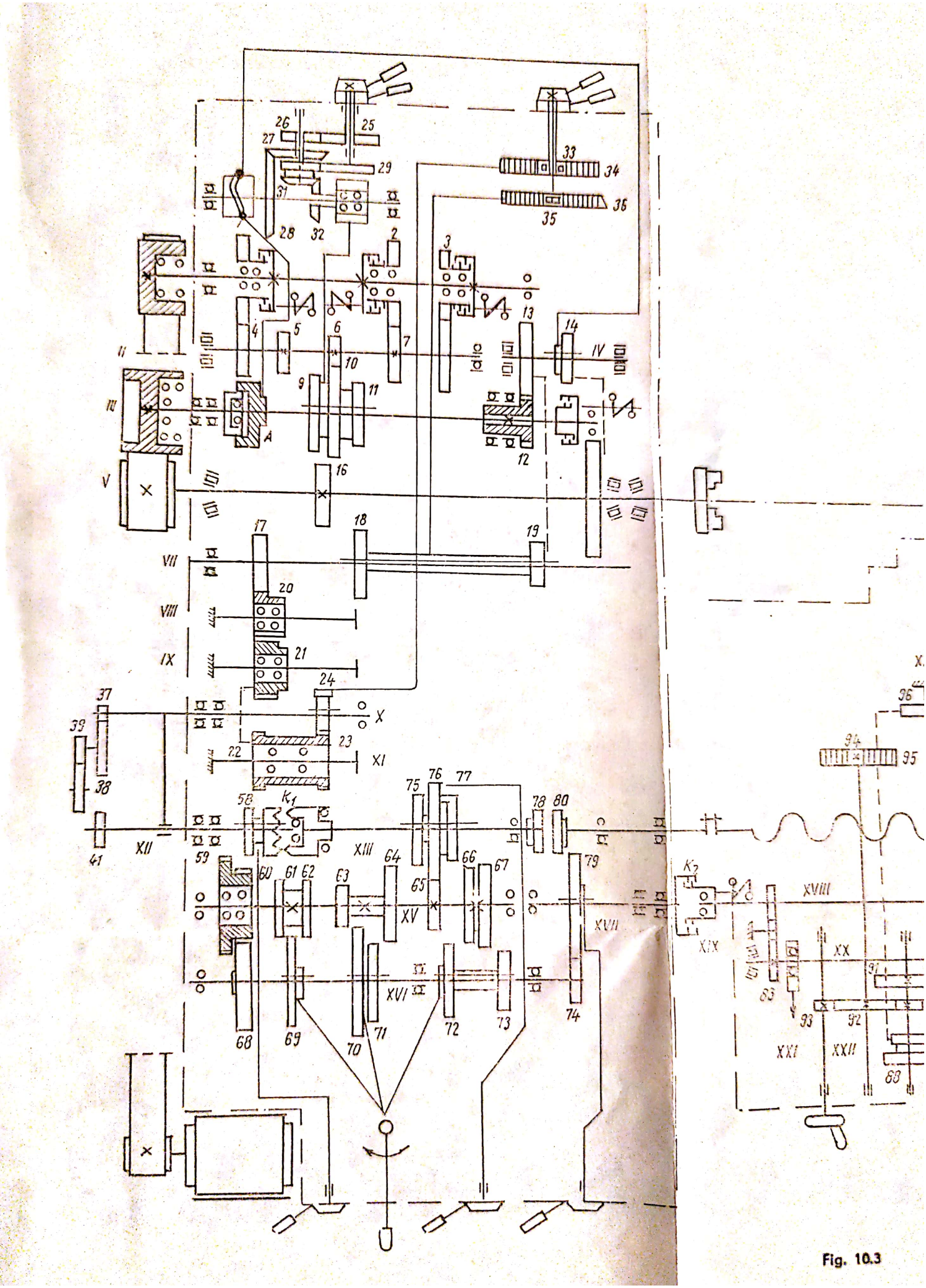


Fig. 10.3

Scanned with OKEN Scanner

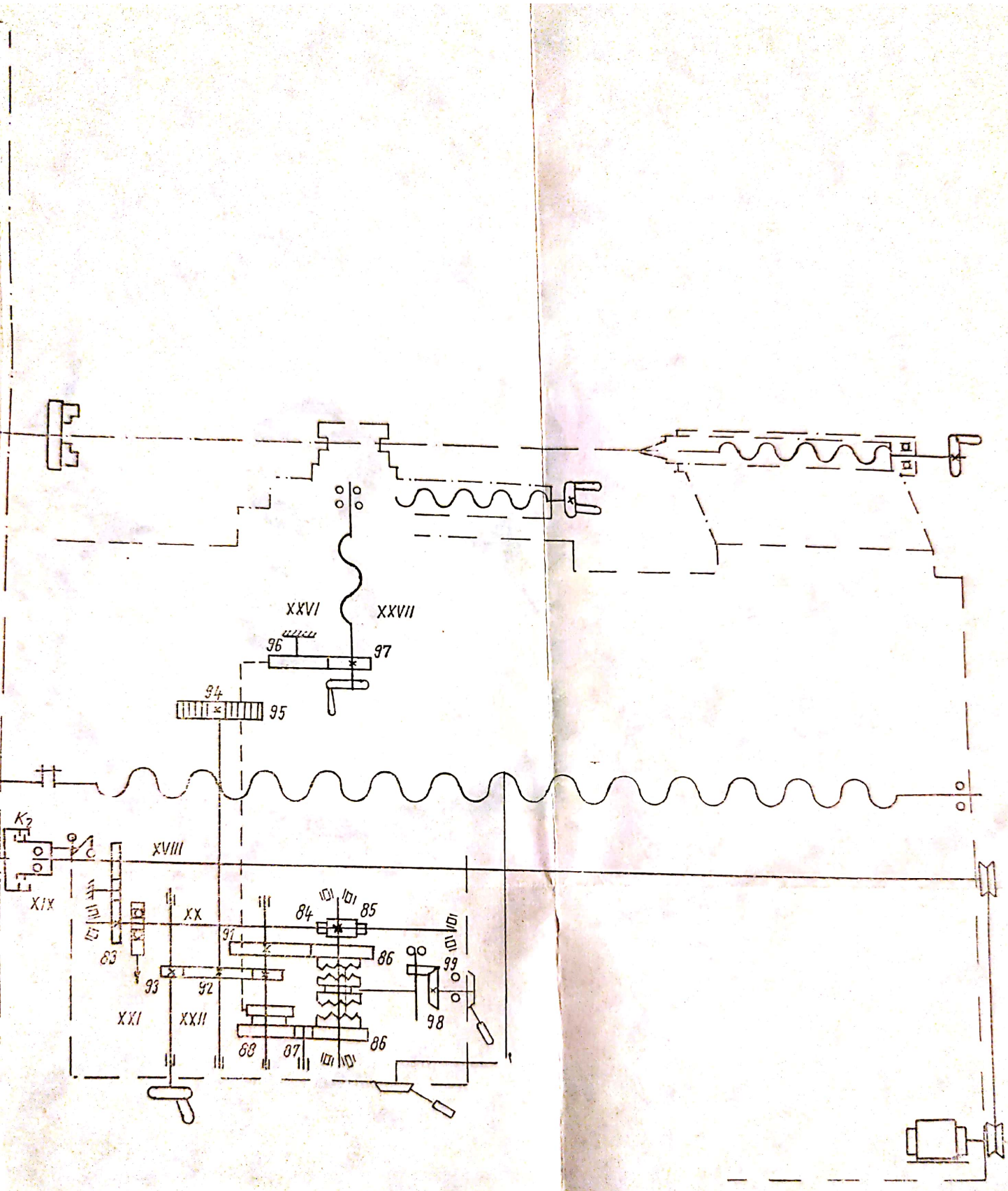


Fig. 10.3

Scanned with OKEN Scanner

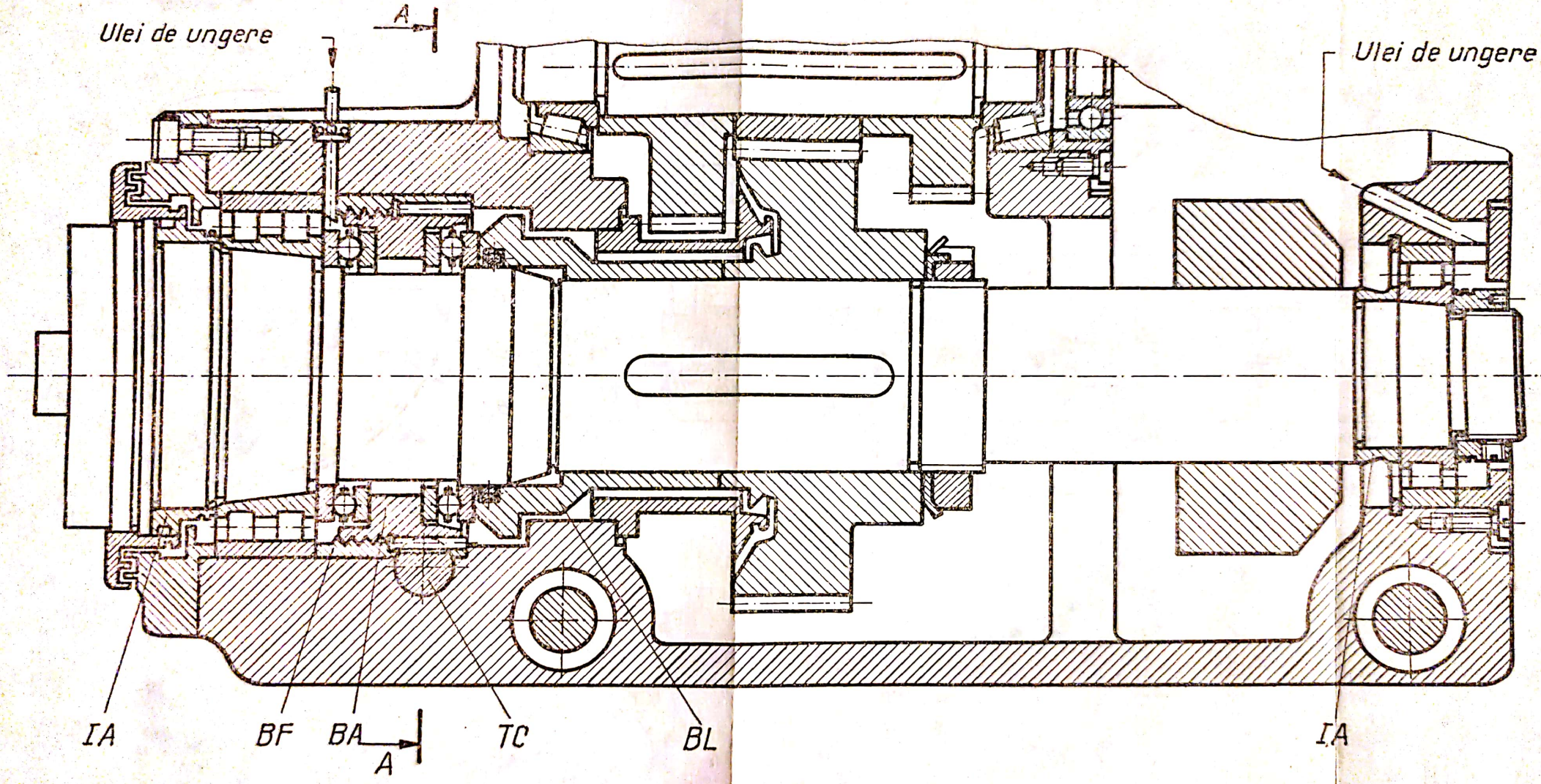
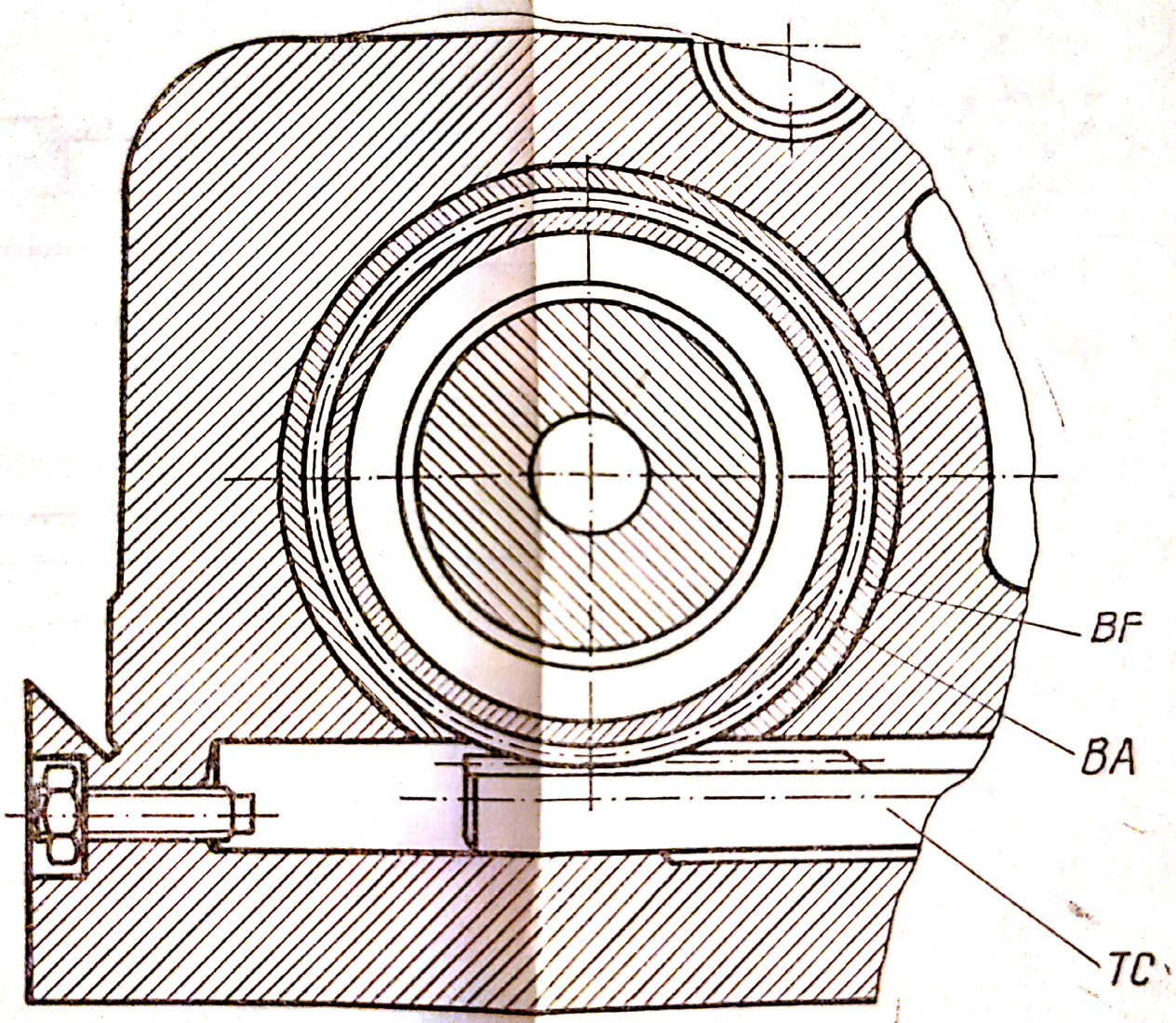


Fig. 4.39

Scanned with OKEN Scanner

Secțiunea A-A



Scanned with OKEN Scanner

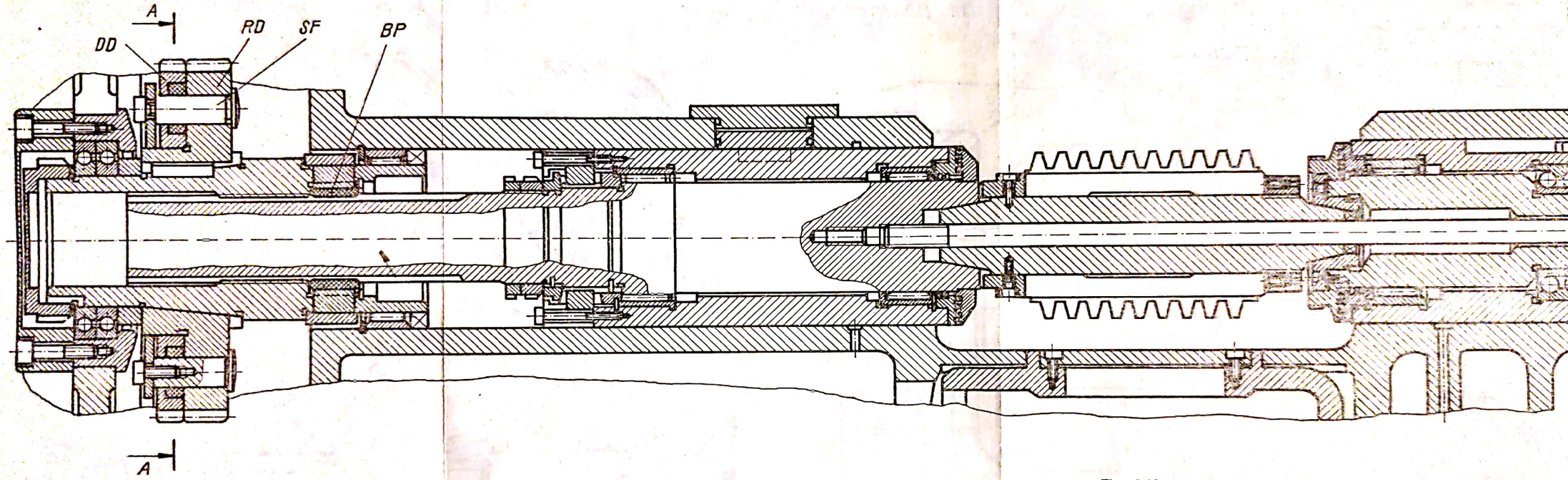
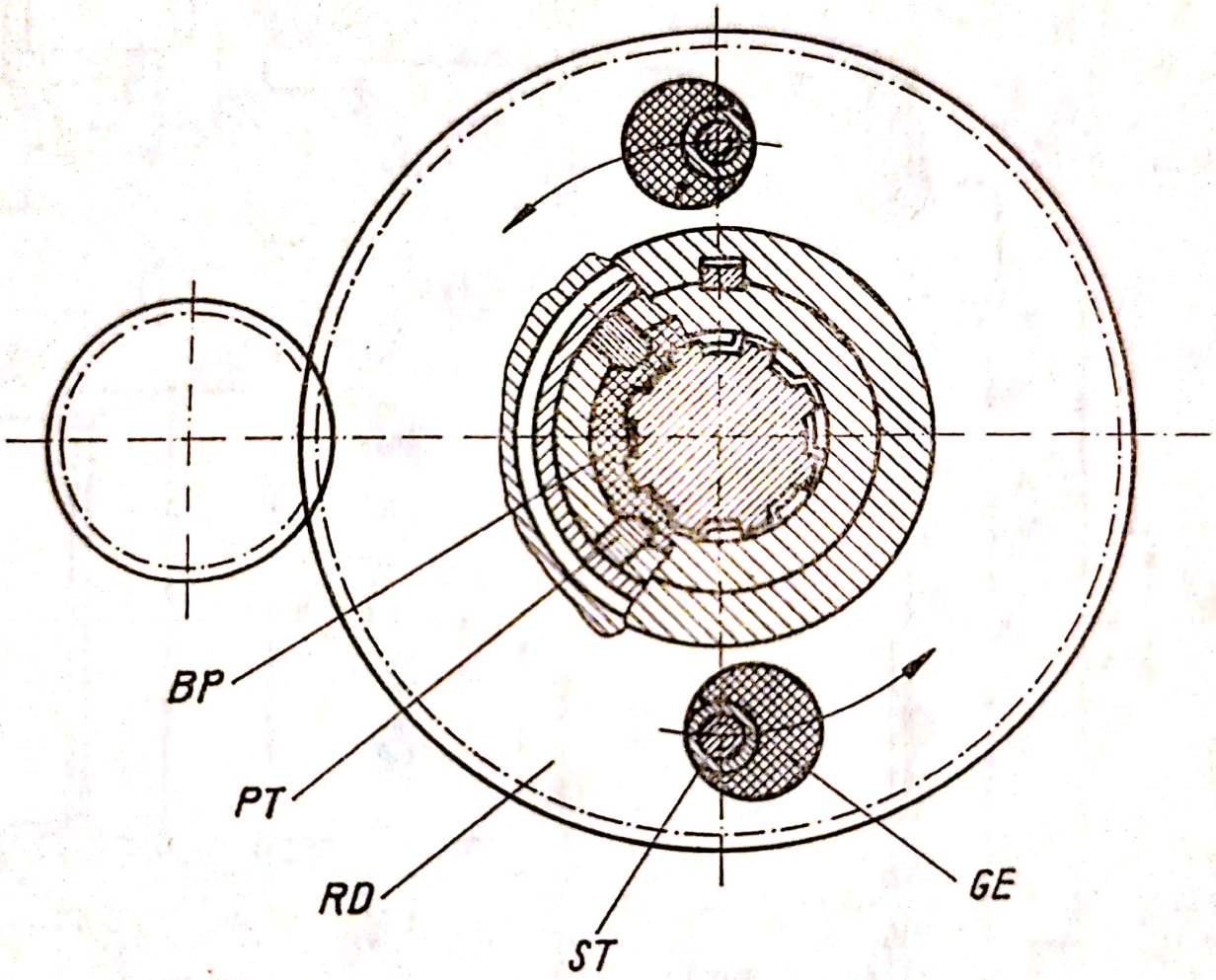


Fig. 4.40

Scanned with OKEN Scanner

Secțiunea A-A



Scanned with OKEN Scanner

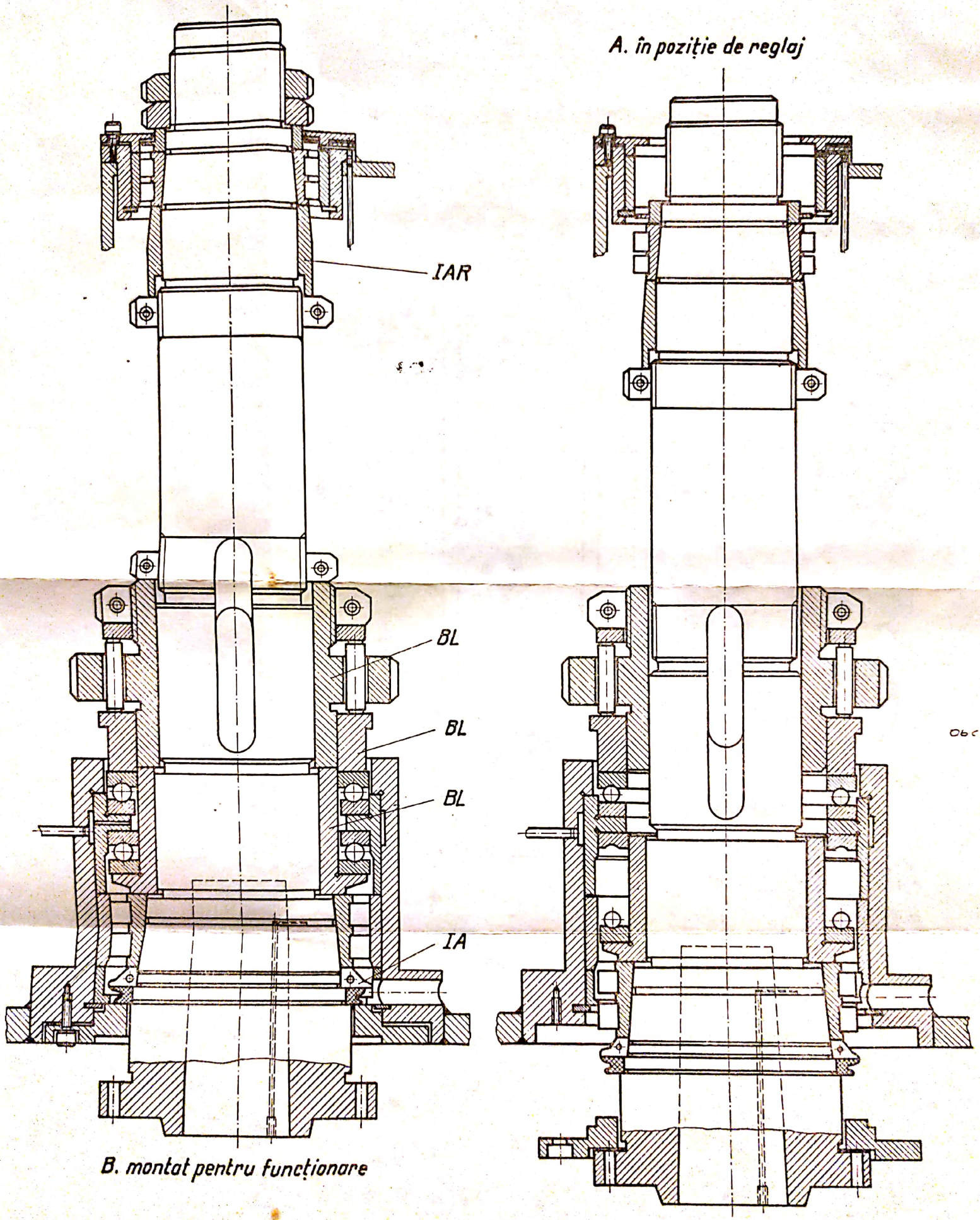

A. în poziție de reglaj
IAR
BL
BL
BL
IA
B. montat pentru funcționare

Fig. 4.37

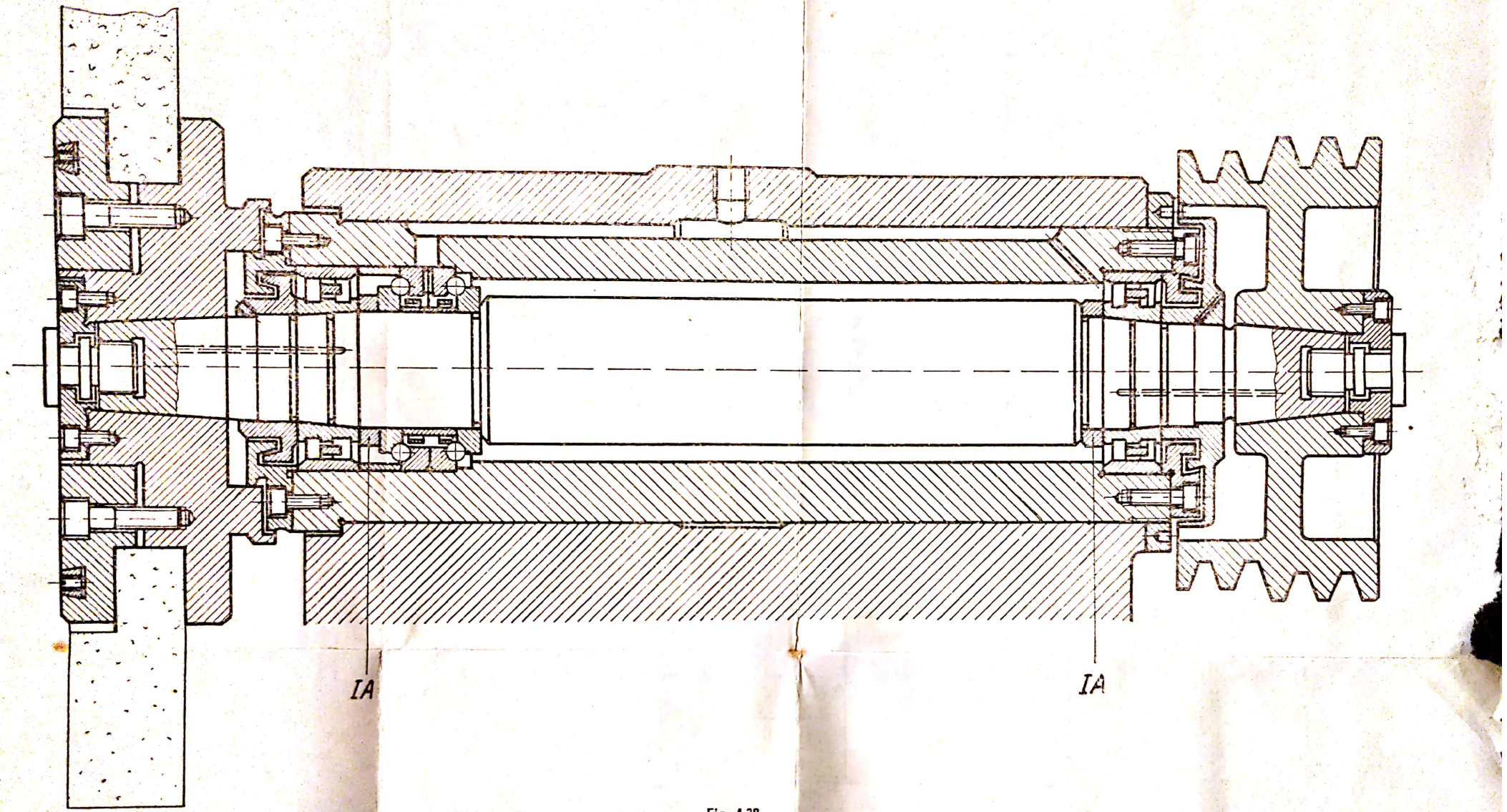


Fig. 4.38

Scanned with OKEN Scanner